



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PISA  
Facoltà di Ingegneria

---

Corso di Laurea in  
INGEGNERIA MECCANICA - INDIRIZZO VEICOLI TERRESTRI

Titolo della tesi

**Ottimizzazione strutturale del telaio di  
supporto del gruppo sospensioni posteriore  
per vettura da rally**

Candidato

Jacopo Verani

Relatori

Prof. Ing. Leonardo Bertini

Ing. Francesco Frendo

Ing. Andrea Barbieri

---

Anno Accademico 2004/2005 – Appello di Laurea del 1 Marzo 2006

Archivio tesi n. 13/06

Consultazione consentita

# Sommario

Il presente lavoro di tesi, svolto in collaborazione con la società *N.Technology*, si propone lo sviluppo di una metodologia per l'ottimizzazione strutturale del telaio di supporto del gruppo sospensioni posteriore per vettura da rally. Presa visione del problema, utilizzando il software FEM ANSYS, sono stati elaborati due modelli parametrici: il primo che, riproducendo l'intera geometria del gruppo sospensioni, permette di risalire alle forze che sollecitano il telaio; il secondo atto a riprodurre il solo telaio di supporto. Ricavate le forze trasmesse dal terreno, secondo diverse condizioni di percorrenza, alle ruote posteriori della vettura, grazie al modello FEM per l'analisi delle forze si risale ai carichi che sollecitano la struttura da ottimizzare. Applicati i valori ottenuti al modello di telaio si avviano varie prove di ottimizzazione mediante le quali il software fornisce in uscita cinque nuovi telai aventi migliori caratteristiche sia in termini di peso che rigidità ed in grado di resistere alle sollecitazioni esterne. Il tutto è stato ottenuto, facendo variare di volta in volta, tramite un processo iterativo, i parametri di progetto imposti ed attenendosi a dei vincoli di progetto. In definitiva si fornisce al costruttore nuove alternative su cui basarsi per diminuire i costi di produzione ed aumentare l'efficienza del componente meccanico in questione.

# Abstract

The present work, developed in cooperation with the *N. Technology* company, describes a design methodology for the structural optimization of the support frame of the rear suspensions group for rally car. Two parametric model are elaborated using the FEM ANSYS software: the first, reproducing the whole geometry of the suspensions group, allows to go up again to the strengths which urge the frame; the second reproduce the only support frame. Obtain the strengths transmitted by the ground, according to various way conditions, to the rear wheels of the car, thanks to the FEM model for the analysis obtain the loads which urge the structure to optimize. The load have been applied to the frame model and running several optimization tests by which the software, through an iterative process, obtain five new frames with improved weight and stiffness and able to resist to the outside solicitations. In summary the methodology generates an optimal frame design in terms of reduced production cost and increased efficiency to optimize the production process.

# Introduzione

Nell'ambito delle competizioni rally, e nel caso specifico per la categoria super 2000, tutte le vetture partecipanti devono derivare direttamente da veicoli di serie prodotti, nell'arco di dodici mesi, in almeno 2500 esemplari identici.

Durante la gara le prestazioni dell'autoveicolo sono spinte al "limite" e di conseguenza i propri componenti sono sottoposti a sollecitazioni notevolmente superiori rispetto a quelle di un normale utilizzo stradale.

In virtù di ciò il regolamento permette di modificare le vetture di serie sia per aumentarne le prestazioni che per renderle più "robuste" in modo da evitare cedimenti meccanici che possano rivelarsi pericolosi per l'incolumità degli occupanti.

Tutto questo porta alla inevitabile progettazione ex novo di molti componenti meccanici del veicolo tra cui il gruppo sospensioni anteriore e posteriore.

In generale per qualsiasi struttura meccanica progettata ex novo, ed in questo caso ciò vale per il gruppo sospensioni posteriori, una volta eseguito il progetto di massima sarebbe buona norma procedere all'ottimizzazione dei singoli componenti del complessivo. Ciò permette di capire se quanto realizzato, oltre a resistere alle sollecitazioni derivanti dall'esterno sotto particolari condizioni di carico, è in grado di garantire il giusto compromesso tra peso, resistenza meccanica e rigidità.

Nel caso specifico tale tipo d'analisi è determinante per riuscire ad abbassare il peso totale della vettura ed aumentarne le prestazioni.

Inoltre, a seguito di una diminuzione del peso, si ha la possibilità di posizionare zavorre in punti prestabiliti in modo da avere una ripartizione ottimale delle masse, presupposto fondamentale per un miglior comportamento dinamico del veicolo; cosa molto importante soprattutto quando si parla di vetture da competizione.

Poichè nella maggior parte dei casi il "progetto di primo tentativo" è soggetto a notevoli miglioramenti si capisce il perchè dell'ottimizzazione strutturale il cui scopo, nella progettazione moderna, è raggiunto con il supporto di programmi dedicati quali software FEM.

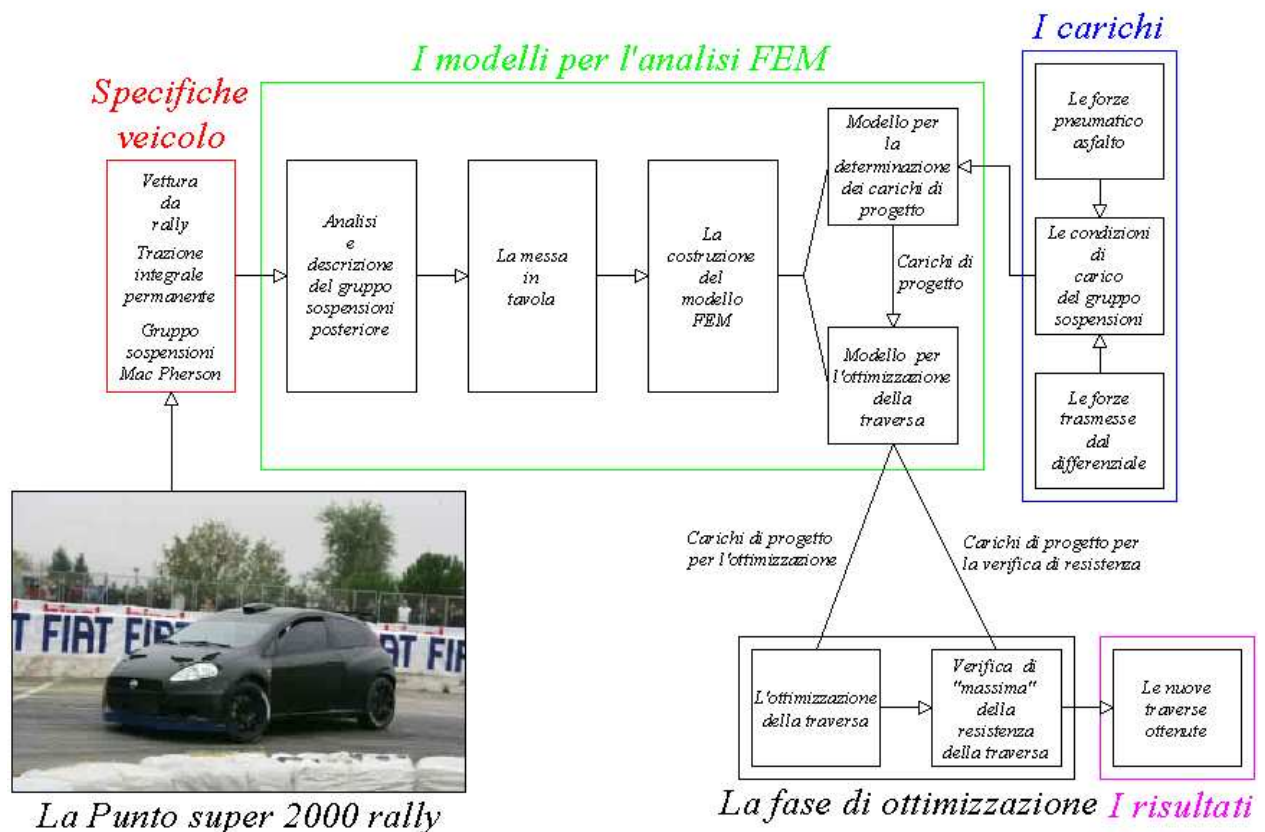


Fig. 1: Schema generale del lavoro svolto.

Il presente lavoro di tesi, svolto in collaborazione con la società *N.Technology*, gestore del reparto corse del marchio FIAT, si prefigge come obiettivo lo sviluppo di quelle procedure che portano all'ottimizzazione strutturale del telaio di supporto del gruppo sospensioni posteriore della Punto super 2000 rally, vettura da competizione sviluppata per conto della casa torinese, e destinata al Campionato del Mondo rally nella nuova categoria super 2000.

Lo scopo è stato perseguito svolgendo il percorso di lavoro illustrato in figura 1.

Presa visione del veicolo e delle sue caratteristiche è stato analizzato il gruppo sospensioni posteriore è quindi costruiti due modelli di calcolo, uno per la determinazione dei carichi che vanno a sollecitare il telaio da ottimizzare ed uno che riproduce il telaio stesso. Ricavati i carichi di interesse si passa all'ottimizzazione che fornirà cinque nuovi telai con caratteristiche migliori di quello di partenza. Il tutto è stato ottenuto tramite l'ausilio del software FEM ANSYS, all'interno del quale sono stati costruiti i modelli, con metodologia di lavoro in batch, grazie all'ausilio di opportuni file di input.

# Indice

Indice	v
Elenco delle figure	vii
Elenco delle tabelle	xi
<b>1 L'autoveicolo: termini tecnici e grandezze caratteristiche</b>	<b>1</b>
1.1 Angoli caratterizzanti l'assetto ruota-strada e ruota-veicolo . . . . .	1
1.2 Il passo e la carreggiata . . . . .	4
1.3 Il sistema di riferimento assi corpo . . . . .	4
1.4 L'asse di rollio e la rigidezza al rollio . . . . .	6
<b>2 Considerazioni generali sul differenziale e sul sistema di trasmissione</b>	<b>8</b>
2.1 Il differenziale . . . . .	8
2.2 La vettura a quattro ruote motrici . . . . .	10
2.2.1 La ripartizione della coppia motrice in condizioni di marcia . . . . .	11
2.2.2 Il sistema di trasmissione della <i>Fiat Punto super 2000</i> . . . . .	14
<b>3 Il gruppo sospensione della <i>Fiat Punto super 2000</i></b>	<b>17</b>
3.1 Dalla vettura di serie a quella da competizione . . . . .	17
3.1.1 Generalità sulla sospensione MacPherson . . . . .	18
3.2 I componenti della MacPherson posteriore per la Punto super 2000 . . . . .	19
3.3 I materiali . . . . .	26
<b>4 Dal modello reale a quello di calcolo per l'analisi FEM</b>	<b>27</b>
4.1 Il modello FEM per la determinazione dei "carichi di progetto" . . . . .	27
4.1.1 La geometria del modello e le sue particolarità . . . . .	29
4.1.2 La mesh . . . . .	44

4.1.3	Le condizioni di vincolo . . . . .	44
4.2	Il modello FEM per l'analisi della traversa . . . . .	46
<b>5</b>	<b>Le condizioni di carico</b>	<b>49</b>
5.1	Dal veicolo reale al modello per la determinazione delle forze pneumatico/asfalto . . . . .	49
5.1.1	Le equazioni di equilibrio che regolano il modello . . . . .	50
5.2	Le forze pneumatico/asfalto sulla Punto super 2000 in condizioni di "normale funzionamento" . . . . .	55
5.3	Le forze trasmesse dal differenziale . . . . .	58
5.4	Le forze pneumatico/asfalto sulla Punto super 2000 in condizioni critiche .	59
<b>6</b>	<b>L'ottimizzazione strutturale della traversa</b>	<b>62</b>
6.1	La verifica del corretto funzionamento del modello FEM per la determinazione dei "carichi di progetto" . . . . .	62
6.2	La verifica del corretto funzionamento del modello FEM per l'analisi della traversa . . . . .	68
6.2.1	La nuova schematizzazione del differenziale . . . . .	68
6.2.2	La sensibilità del modello al parametro regolante la <i>mesh</i> . . . . .	71
6.3	La determinazione dei "carichi di progetto" . . . . .	75
6.4	Prove preliminari atte alla valutazione dell'utilità dei "fazzoletti di rinforzo"	79
6.5	L'ottimizzazione strutturale ottenuta tramite il software ANSYS . . . . .	82
6.5.1	Le variabili di ottimizzazione ( <i>optimization variables</i> ) . . . . .	83
6.5.2	Le prove eseguite in fase di ottimizzazione . . . . .	85
6.5.3	Analisi delle traverse ottimizzate sottoposte a <i>carichi base</i> . . . . .	102
6.5.4	Analisi delle traverse ottimizzate sottoposte a <i>carichi critici</i> . . . . .	107
<b>7</b>	<b>Conclusioni e sviluppi futuri</b>	<b>116</b>
<b>A</b>	<b>File di input per valutazione dei "carichi di progetto"</b>	<b>118</b>
<b>B</b>	<b>File di input per l'ottimizzazione della traversa</b>	<b>148</b>
	<b>Bibliografia</b>	<b>167</b>

# Elenco delle figure

1	Schema generale del lavoro svolto. . . . .	iv
1.1	Sistema di riferimento relativo alla ruota, l'angolo di camber e l'angolo di deriva. . . . .	2
1.2	Definizione dell'angolo di convergenza. . . . .	3
1.3	Definizione di passo e carreggiata. . . . .	5
1.4	Sistema di riferimento <i>assi corpo</i> . . . . .	5
1.5	L'angolo di rollio. . . . .	6
1.6	L'asse di rollio e la rigidezza al rollio. . . . .	7
2.1	Il differenziale "open". . . . .	9
2.2	La trasmissione. . . . .	11
2.3	Schema della ripartizione della coppia motrice alle ruote. . . . .	12
2.4	Perdita di aderenza su una ruota. . . . .	13
2.5	Bloccaggio del differenziale centrale. . . . .	13
2.6	Bloccaggio del differenziale anteriore. . . . .	14
2.7	La Fiat Punto Super 2000 . . . . .	15
2.8	Schema della trasmissione della <i>Fiat Punto super 2000</i> . . . . .	15
3.1	La sospensione posteriore della Fiat Grande Punto. . . . .	18
3.2	La sospensione posteriore della Fiat Punto super 2000. . . . .	18
3.3	La sospensione MacPherson. . . . .	19
3.4	La traversa. . . . .	21
3.5	Attacco traversa/bracci oscillanti. . . . .	21
3.6	Sistema di ancoraggio traversa chassis. . . . .	22
3.7	Il braccio oscillante della sospensione. . . . .	22
3.8	La barra antirollio. . . . .	23
3.9	Il montante. . . . .	24



3.10	L'ammortizzatore. . . . .	25
4.1	BEAM44: la geomometria, la posizione dei nodi ed il sistema di riferimento. . . . .	28
4.2	Le caratteristiche geometriche della sezione calcolate con il BEAM44. . . . .	28
4.3	LINK8: la geometria, la posizione dei nodi ed il sistema di riferimento. . . . .	29
4.4	CONTAC52: la geomometria, la posizione dei nodi ed il sistema di riferimento. . . . .	30
4.5	Parte relativa alla ruota sinistra del gruppo sospensione. . . . .	31
4.6	La messa in tavola della traversa. . . . .	32
4.7	La messa in tavola del braccio oscillante. . . . .	33
4.8	L'insieme <i>traversa/braccio oscillante</i> per la costruzione del modello FEM. . . . .	34
4.9	La determinazione delle coordinate cartesiane. . . . .	35
4.10	La determinazione delle coordinate cartesiane. . . . .	36
4.11	La determinazione delle coordinate cartesiane. . . . .	37
4.12	La geometria del modello ricostruita su ANSYS. . . . .	38
4.13	Il collegamento <i>traversa/braccio oscillante</i> e lo schema in ANSYS. . . . .	39
4.14	Il collegamento <i>regolazione convergenza/braccio oscillante</i> e lo schema in ANSYS. . . . .	40
4.15	Il montante e lo schema in ANSYS. . . . .	40
4.16	Il modello completamente scarico. . . . .	42
4.17	Il modello sottoposto alla sola forza peso. . . . .	42
4.18	La schematizzazione del differenziale in ANSYS. . . . .	43
4.19	La <i>mesh</i> e le diverse proprietà delle sezioni delle travi in ANSYS. . . . .	45
4.20	Il modello finale ottenuto con i BEAM44. . . . .	45
4.21	SHELL63: la geometria, la posizione dei nodi ed il sistema di riferimento. . . . .	47
4.22	Il modello della traversa per lo studio di ottimizzazione. . . . .	47
4.23	I "fazzoletti di rinforzo" nella traversa reale. . . . .	48
4.24	I "fazzoletti di rinforzo" nel modello in ANSYS. . . . .	48
5.1	Le forze agenti sul modello di veicolo. . . . .	51
5.2	Il modello monotraccia. . . . .	52
5.3	Il trasferimento di carico. . . . .	54
5.4	La forza tangenziale pneumatico/strada. . . . .	55
5.5	Le forze pneumatico/asfalto in condizioni di "normale funzionamento". . . . .	57
5.6	Schema della trasmissione della <i>Fiat Punto super 2000</i> . . . . .	57
5.7	L'equilibrio sulla scatola del differenziale. . . . .	59

5.8	Le forze trasmesse dal differenziale alla traversa. . . . .	59
6.1	Il punto di applicazione dei carichi sul modello. . . . .	63
6.2	L'escursione dell'ammortizzatore sotto un carico di 5886N. . . . .	65
6.3	La verifica manuale delle forze traversa/braccio oscillante ottenute in ANSYS. . . . .	67
6.4	La prima schematizzazione del differenziale in ANSYS. . . . .	69
6.5	Il nuovo schema del differenziale in ANSYS. . . . .	69
6.6	Il comportamento del modello con le forze equivalenti traversa/differenziale. . . . .	70
6.7	Il comportamento del modello con i momenti reali trasmessi dai semiassi e dalla trasmissione. . . . .	71
6.8	Lo spostamento massimo con lunghezza degli elementi pari a 5mm. . . . .	72
6.9	La convergenza dello spostamento massimo al variare della lunghezza degli elementi della mesh. . . . .	73
6.10	La tensione massima con lunghezza degli elementi pari a 5mm. . . . .	74
6.11	La convergenza della tensione massima al variare della lunghezza degli elementi della mesh. . . . .	75
6.12	La traversa sottoposta a carichi base in accelerazione. . . . .	76
6.13	I "nodi" di applicazione dei carichi di progetto nel modello FEM. . . . .	76
6.14	La suddivisione dei pannelli in gruppi. . . . .	80
6.15	La traversa utilizzata come base di partenza per l'ottimizzazione. . . . .	81
6.16	La traversa iniziale. . . . .	86
6.17	La traversa utilizzata come base di partenza per l'ottimizzazione di Prova 1. . . . .	87
6.18	La traversa utilizzata come base di partenza per l'ottimizzazione di Prova 2. . . . .	87
6.19	La traversa utilizzata come base di partenza per l'ottimizzazione di Prova 3. . . . .	88
6.20	La traversa utilizzata come base di partenza per l'ottimizzazione di Prova 4. . . . .	88
6.21	Andamento dei parametri di disegno durante le iterazioni di Prova 1. . . . .	91
6.22	Andamento delle variabili di stato durante le iterazioni di Prova 1. . . . .	92
6.23	Andamento della funzione obiettivo durante le iterazioni di Prova 1. . . . .	92
6.24	La traversa ottenuta dalla Prova 1. . . . .	93
6.25	Andamento dei parametri di disegno durante le iterazioni di Prova 2. . . . .	95
6.26	Andamento delle variabili di stato durante le iterazioni di Prova 2. . . . .	96
6.27	Andamento della funzione obiettivo durante le iterazioni di Prova 2. . . . .	96
6.28	La traversa ottenuta dalla Prova 2. . . . .	97
6.29	Lo spostamento massimo della traversa di Prova 2 sotto carichi base in accelerazione. . . . .	98

6.30	La tensione massima della traversa di Prova 2 sotto carichi base in accelerazione. . . . .	98
6.31	La traversa ottenuta dalla Prova 3. . . . .	99
6.32	La traversa ottenuta dalla Prova 4. . . . .	99
6.33	La Prova 5. . . . .	100
6.34	La Prova 6. . . . .	101
6.35	La Prova 7. . . . .	101
6.36	Le tensioni massime nella traversa di partenza nelle condizioni di "normale funzionamento". . . . .	106
6.37	La traversa 3 e la tensione massima raggiunta sotto carico critico in accelerazione con vincoli schematizzati coppie rotoidali. . . . .	110
6.38	La forza normale che sollecita la traversa 7 soggetta a carico critico in accelerazione e colpo esterno. . . . .	111
6.39	La forza normale che sollecita la traversa 7 soggetta a carico critico in accelerazione e colpo interno. . . . .	111
6.40	La forza normale che sollecita la traversa 7 soggetta a carico critico in frenata e colpo esterno. . . . .	112
6.41	La forza normale che sollecita la traversa 7 soggetta a carico critico in frenata e colpo interno. . . . .	112
6.42	Le travi utilizzate per la verifica di instabilità. . . . .	113
6.43	Curve di Eulero e di Johnson per $E = 206GPa$ ed $S_y = 440MPa$ . . . . .	115

# Elenco delle tabelle

2.1	Combinazioni di bloccaggio dei differenziali a seconda delle ruote in assenza di "grip". . . . .	14
3.1	Caratteristiche meccaniche dell'acciaio 25CrMo4 . . . . .	26
5.1	Grandezze caratteristiche della Punto super 2000 . . . . .	56
5.2	Forze agenti sui pneumatici posteriore durante la percorrenza in condizioni di "normale funzionamento". . . . .	57
5.3	Forze agenti sulle ruote posteriore durante la percorrenza in condizioni critiche. . . . .	60
6.1	L'escursione della sospensione causata dall'applicazione di carichi verticali. . . . .	65
6.2	Le forze trasversa/braccio oscillante ottenute tramite verifica manuale ed il loro valore in ANSYS. . . . .	66
6.3	Confronto tra gli spostamenti massimi (USUM) dei due modelli di carico trasversa/differenziale. . . . .	71
6.4	Il valore dei <i>carichi base</i> in accelerazione in condizioni di "normale funzionamento". . . . .	77
6.5	Il valore dei <i>carichi base</i> in frenata in condizioni di "normale funzionamento". . . . .	77
6.6	Il valore dei <i>carichi critici</i> in accelerazione in condizioni critiche con colpo laterale esterno. . . . .	77
6.7	Il valore dei <i>carichi critici</i> in accelerazione in condizioni critiche con colpo laterale interno. . . . .	78
6.8	Il valore dei <i>carichi critici</i> in frenata in condizioni critiche con colpo laterale esterno. . . . .	78
6.9	Il valore dei <i>carichi critici</i> in frenata in condizioni critiche con colpo laterale interno. . . . .	78

---

6.10	L'utilità dei pannelli con vicoli traversa/chassis coppie rotoidali. . . . .	80
6.11	L'utilità dei pannelli con vicoli traversa/chassis cerniere. . . . .	81
6.12	Il confronto tra le prime dieci frequenze proprie della traversa completa e quella con i soli pannelli 1 e 4. . . . .	82
6.13	Comportamento e caratteristiche delle traverse in fase di accelerazione con vincoli schematizzati coppie rotoidali. . . . .	102
6.14	Comportamento e caratteristiche delle traverse in fase di accelerazione con vincoli schematizzati cerniere. . . . .	103
6.15	Comportamento e caratteristiche delle traverse in fase di frenata con vincoli schematizzati coppie rotoidali. . . . .	104
6.16	Comportamento e caratteristiche delle traverse in fase di frenata con vincoli schematizzati cerniere. . . . .	104
6.17	Ordine di merito per il comportamento delle traverse secondo diverse condizioni di carico. . . . .	105
6.18	Comportamento delle traverse in fase di accelerazione e urto laterale con vincoli schematizzati alternativamente coppie rotoidali e cerniere. . . . .	108
6.19	Comportamento delle traverse in fase di frenata e urto laterale con vincoli schematizzati alternativamente coppie rotoidali e cerniere. . . . .	109

# Capitolo 1

## L'autoveicolo: termini tecnici e grandezze caratteristiche

La descrizione di alcune delle grandezze caratteristiche, di seguito riportate, e la spiegazione del significato di termini tecnici riguardanti l'autoveicolo è di notevole importanza per comprendere il concetto espresso da alcuni vocaboli, più volte utilizzati quando si tratta di vetture.

Molte delle grandezze qui definite sono poi richiamate nei capitoli successivi e, quando necessario, riutilizzate all'interno di opportune equazioni, permettendo di ricavare quei dati, come le forze agenti sulle ruote in particolari situazioni di percorrenza della strada, indispensabili per svolgere tutti gli studi a carattere ingegneristico proposti in seguito.

E' stata inoltre svolta una breve trattazione riguardo gli angoli che caratterizzano l'assetto ruota/strada, in quanto essi possono variare durante la marcia del veicolo a seconda delle situazioni di percorrenza e dell'architettura utilizzata per il gruppo sospensioni.

La trattazione sugli argomenti riportati nel capitolo è comunque molto coincisa: per informazioni più dettagliate e rigorose si rimanda a testi specializzati [8, 9].

### 1.1 Angoli caratterizzanti l'assetto ruota-strada e ruota-veicolo

La conoscenza degli angoli che caratterizzano l'assetto della ruota rispetto alla strada è di notevole importanza poiché al variare di tali valori varia anche il comportamento del pneumatico.

In modo particolare possono cambiare le forze di interscambio pneumatico/strada. E'

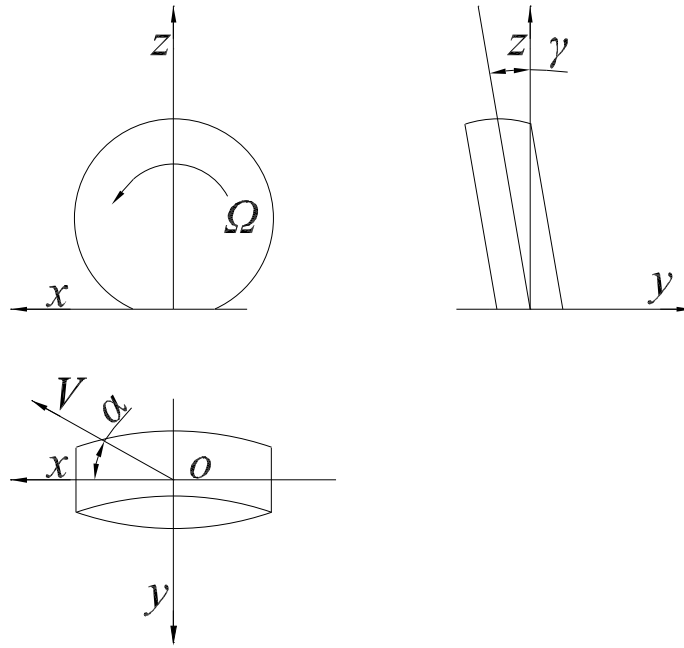


Fig. 1.1: Sistema di riferimento relativo alla ruota, l'angolo di camber e l'angolo di deriva.

opportuno sottolineare che tali, durante la marcia del veicolo, angoli non si mantengono uguali rispetto alle condizioni di progetto: la loro variazione dipende dall'architettura della sospensione.

La variazione degli angoli avviene a seguito dell'escursione delle sospensioni, della sterzata delle ruote, delle accelerazioni, frenate ed altri innumerevoli fattori; per cui nella fase di progetto del gruppo sospensione particolare attenzione deve esser posta al tipo di architettura da utilizzare. Tutti i gruppi sospensioni hanno inoltre opportuni organi di regolazione, così da poter evitare o favorire alcune variazioni degli angoli di assetto a seconda delle esigenze.

## Il sistema di riferimento

Per caratterizzare gli angoli che vanno a determinare l'assetto del pneumatico rispetto alla strada prima di tutto deve essere definito un sistema di riferimento.

Solitamente il sistema è di tipo cartesiano  $(x, y, z, O)$  la cui origine è posta al centro dell'impronta a terra, l'asse  $x$  è ottenuto dall'intersezione del piano longitudinale del cerchio con il piano stradale, ed è rivolto nel senso di avanzamento della ruota. L'asse  $z$  sarà ortogonale alla strada e diretto verso l'alto mentre l'asse  $y$  è ortogonale agli altri due (Fig. 1.1).

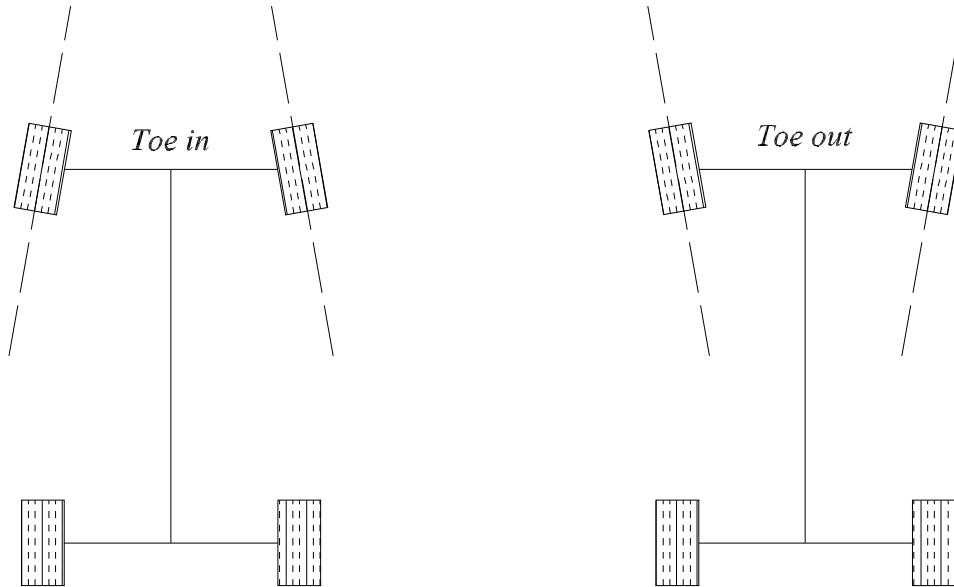


Fig. 1.2: Definizione dell'angolo di convergenza.

Il sistema di riferimento così posizionato è quello generalmente adottato per lo studio sperimentale del comportamento del pneumatico, effettuato al banco prova.

Nel caso in cui l'asse della ruota si sposti di moto traslatorio e velocità  $\mathbf{V}$  anche il sistema di riferimento si muoverà di moto traslatorio con la medesima velocità.

## L'angolo di camber

Per angolo di *camber* (o di *campanatura*)  $\gamma$  si intende quell'angolo che il piano medio della cerchi forma rispetto all'asse verticale del sistema di riferimento (Fig. 1.1).

Nella misurazione del camber valori positivi, di solito non utilizzati con sospensioni rigide per uso sportivo, testimoniano che i piani medi dei cerchioni convergono sotto l'auto, quindi il punto di maggior vicinanza tra le ruote risulta il punto di contatto con il terreno (la vecchia FIAT 500 ad esempio), viceversa per valori di camber negativi.

Nel caso della sospensione MacPherson (di seguito trattata §3) il valore di tale angolo varia in fase di estensione o compressione della sospensione.

## L'angolo di deriva

Si definisce *angolo di deriva* (*slip angle*)  $\alpha$  l'angolo fra l'asse  $x$  e la velocità di avanzamento  $\mathbf{V}$  (Fig. 1.1).



## L'angolo di convergenza

L'angolo di convergenza è quell'angolo che la traccia ottenuta dall'intersezione del piano di simmetria della ruota con il piano stradale forma con il piano di simmetria longitudinale del veicolo.

Parleremo di convergenza positiva (*toe in*) nel caso in cui piani delle due ruote di uno stesso assale vadano a convergere davanti all'auto, in caso contrario parleremo di convergenza negativa (*toe out*) (Fig. 1.2).

## 1.2 Il passo e la carreggiata

La *carreggiata* di un veicolo può essere misurata o riferendoci al centro ruota od al centro dell'impronta a terra.

Per *carreggiata a centro ruota* (*wheeltrack*) si intende la distanza tra i centri delle ruote di uno stesso assale, per *carreggiata a terra* la distanza tra i centri dell'impronta a terra dei pneumatici di uno stesso assale.

All'interno di questo lavoro il termine *carreggiata* si riferirà sempre alla *carreggiata a centro ruota*. Solitamente si parla di *carreggiata anteriore* ( $t_{ant}$ ) e *posteriore* ( $t_{post}$ ).

Con il termine *passo* (*wheelbase*) si intende invece la distanza tra l'assale anteriore e quello posteriore del veicolo. A tale proposito si osservi la figura 1.3.

## 1.3 Il sistema di riferimento assi corpo

Prima di affrontare qualsiasi considerazione a carattere dinamico su un autoveicolo è buona consuetudine introdurre un sistema di riferimento.

Solitamente è un sistema di riferimento cartesiano  $(x, y, z, G)$  oppure  $(x, y, z, G_s)$ , detto di *assi corpo*, la cui origine è posta nel baricentro dell'intero veicolo  $G$  (massa sospesa ( $m_s$ ) più massa non sospesa ( $m_n$ )) od in quello della sola massa sospesa<sup>1</sup>  $G_s$  e solidale ad esso.

Prendere come origine del sistema di riferimento il baricentro dell'intero veicolo appare abbastanza naturale qualora si utilizzino modelli matematici, finalizzati allo studio del comportamento della vettura e, che escludano il contributo delle sospensioni. Così facendo

---

<sup>1</sup>Per massa sospesa si intende la cassa del veicolo, ovvero tutto ciò che è al disopra del gruppo sospensioni, che invece prenderà il nome di *massa non sospesa* (i braccetti vengono considerati per il 50% in  $m_s$  e per la restante porzione in  $m_n$ ).

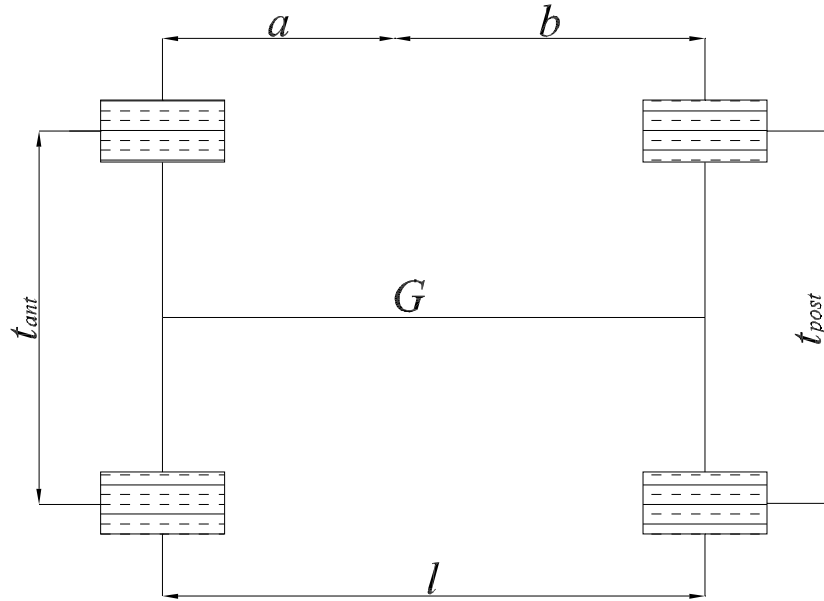


Fig. 1.3: Definizione di passo e carreggiata.

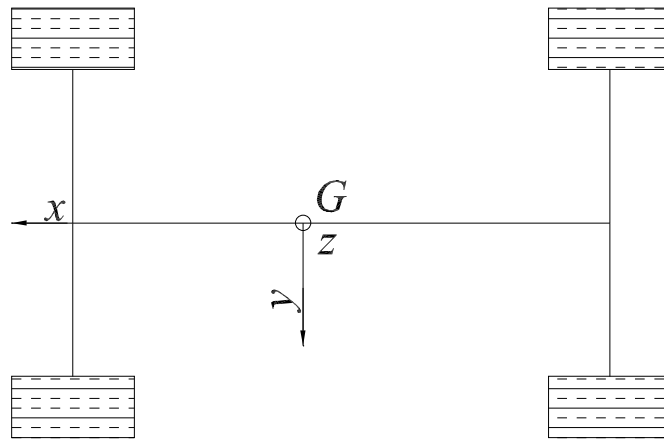


Fig. 1.4: Sistema di riferimento *assi corpo*.

l'autoveicolo è trattato come un corpo rigido in moto piano e quindi dotato di soli tre gradi di libertà.

Se si decida di studiare il moto di un veicolo "dotato di sospensioni", come è nella realtà, la massa sospesa con l'introduzione degli ammortizzatori diviene un corpo rigido nello spazio, quindi dotato di sei gradi di libertà.

Per descrivere tutti i movimenti della massa sospesa rispetto al terreno appare logico prendere l'origine del sistema di riferimento nel baricentro di quest'ultima, poichè comunque la  $m_s \gg m_n$  la differenza tra la posizione di  $G$  e  $G_s$  è minima.

Nel caso di moto rettilineo uniforme su strada piana l'asse  $x$  viene posto parallelo alla strada e diretto in avanti (ha il medesimo verso del senso di marcia), l'asse  $z$  è ortogonale alla strada e diretto verso l'alto, mentre l'asse  $y$  è diretto verso sinistra (Fig. 1.4).

## 1.4 L'asse di rollio e la rigidità al rollio

Tutti i veicoli in fase di marcia sono soggetti ai movimenti di imbardata, beccheggio, rollio e scuotimento. Per una loro corretta descrizione si rimanda a testi specializzati [8, 9], riportando in figura 1.5 il solo angolo di rollio in modo da poter comprendere quanto di seguito riportato.

Per una semplice trattazione si può schematizzare l'intero veicolo come costituito da tre corpi rigidi, la *massa sospesa* ed i due *assali*.

La massa sospesa è supposta vincolata ai due assali tramite due cerniere sferiche che vanno ad individuare un asse detto *asse di rollio* (Fig. 1.6). Tali coppie cinematiche sono posizionate sui centri di rollio, ottenuti dall'intersezione dell'asse di rollio con il piano contenete gli assali del veicolo.

Ipotizzando piccoli angoli di rollio  $\phi$ , normalmente presenti in vetture da competizione, che notoriamente hanno un assetto molto rigido, l'asse di rollio fisso.

Con riferimento ad una situazione di rollio della cassa l'elasticità delle sospensioni e della barra di torsione è schematizzata con una rigidità torsionale equivalente  $k_{\phi_i}$  che agisce direttamente sulla coppia rotoidale. In fase di rollio della vettura il gruppo sospensioni anteriore e posteriore esercita una coppia sulla massa sospesa (carrozzeria) direttamente applicata sulle cerniere sferiche utilizzate nel modello ed il cui valore è  $M_i = -k_{\phi_i}$ .

L'angolo di rollio  $\phi$  viene preso uguale sia che ci si riferisca alla sospensione anteri-

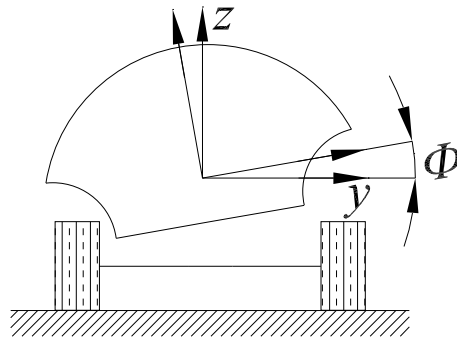


Fig. 1.5: L'angolo di rollio.

ore che a quella posteriore. Ciò può essere fatto poichè la carrozzeria è considerata la carrozzeria totalmente rigida<sup>2</sup> (almeno per quanto riguarda la torsione).

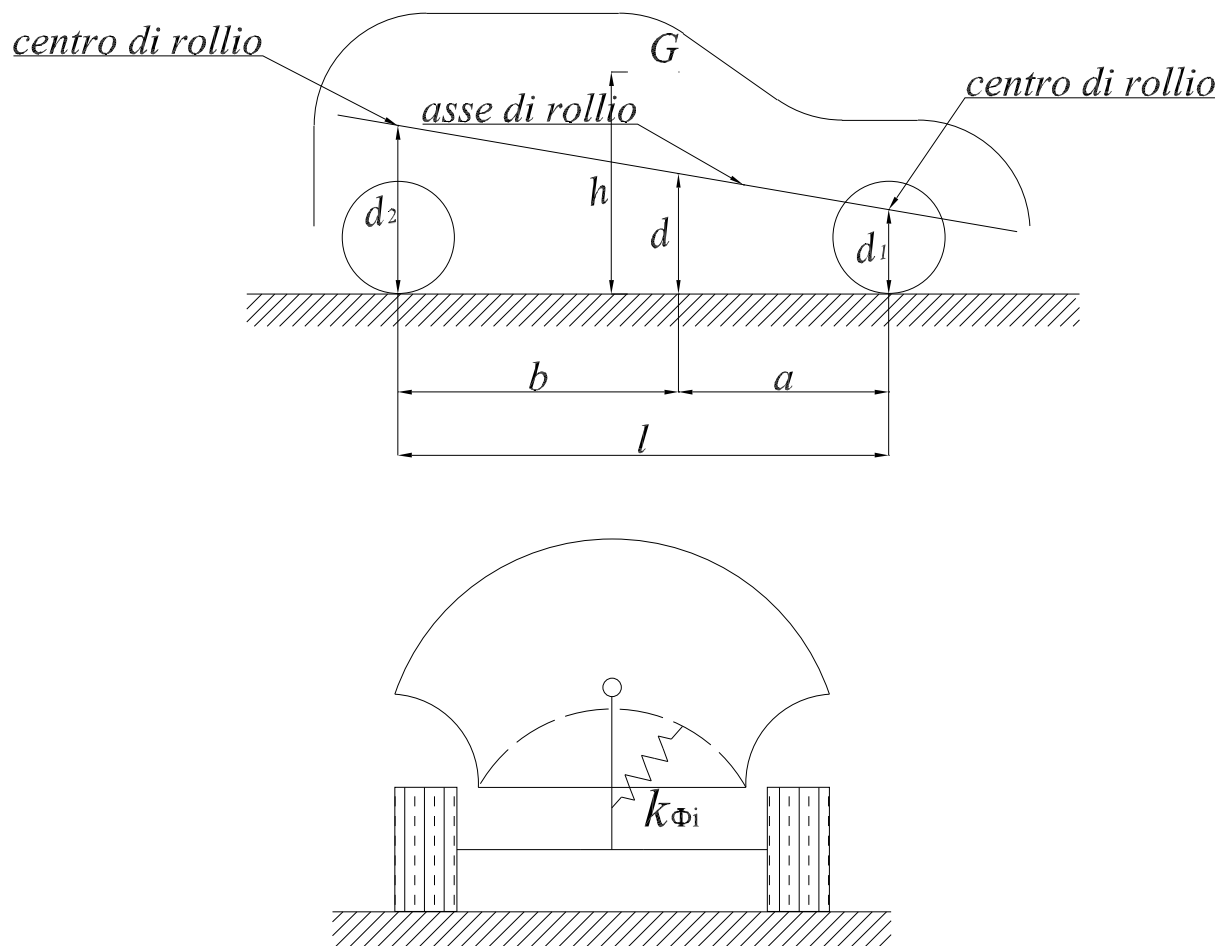


Fig. 1.6: L'asse di rollio e la rigidezza al rollio.

<sup>2</sup>In prima approssimazione possiamo dire che questa ipotesi può essere accettata poichè la massa sospesa è molto più rigida dell'elemento elastico delle sospensioni vere e proprie.

## Capitolo 2

# Considerazioni generali sul differenziale e sul sistema di trasmissione

E' noto che in qualsiasi organismo meccanico per poter trasferire il moto da un motore ad un utilizzatore è necessario un sistema di trasmissione.

Negli autoveicoli tradizionali, dotati di motore a combustione interna, con il termine *trasmissione* si intendono tutti quei componenti meccanici che trasferiscono il moto dal motore alle ruote, tra questi si includono l'albero di trasmissione, il differenziale ed i semiassi.

Di seguito è stato descritto, per una migliore comprensione delle scelte effettuate nei capitoli seguenti, in modo semplice, ma non per questo poco chiaro, il funzionamento del differenziale e lo schema della trasmissione di una vettura a quattro ruote motrici. (*4WD*) Per una trattazione più approfondita dell'argomento si rimanda a testi specializzati [11].

La descrizione è stata fatta poichè la vettura da rally qui trattata, ovvero la *Fiat Punto super 2000*, è un veicolo a 4WD permanenti.

### 2.1 Il differenziale

Tutti i veicoli stradali dotati di più di due ruote hanno a bordo un differenziale. Nelle vetture a due ruote motrici, le più comuni in circolazione, è l'ultimo organo della trasmissione e trasmette la coppia motrice, erogata dal motore e moltiplicata dal cambio, alle due ruote tramite i semiassi.

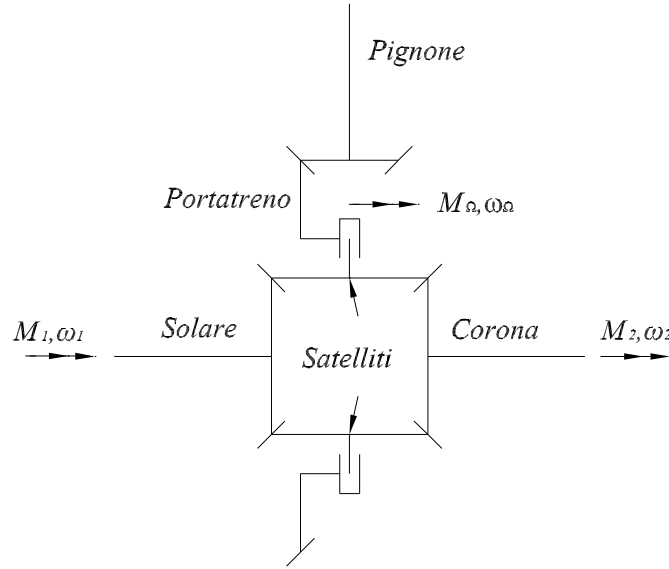


Fig. 2.1: Il differenziale "open".

Esso permette alle ruote motrici di uno stesso assale di ruotare a velocità diverse, cosa fondamentale durante la percorrenza in curva. Infatti la ruota interna dovrà percorrere una distanza minore nel medesimo lasso di tempo e quindi dovrà avere una velocità angolare minore.

Il differenziale è costituito da una serie di ingranaggi e viene studiato con le formule che regolano i rotismi epicicloidali tradizionali.

Il moto alle ruote è trasmesso dai semiassi, collegati torsionalmente alla *corona* ed al *solare*. Questi ultimi sono portati in rotazione dai *satelliti* messi in moto dal portatreno tramite la coppia di ruote dentate. *pignone-portatreno* Il pignone è invece collegato torsionalmente all'albero di trasmissione (Fig. 2.1).

I differenziali si dividono in due categorie quelli "open" e quelli "locked".

## Il differenziale "open"

Il differenziale tradizionale definito anche "open" è regolato da alcune semplici leggi. Senza entrare nel dettaglio di come si arriva a tali formulazioni (la loro deduzione è comunque molto semplice) di seguito sono riassunte le regole che descrivono il suo comportamento.

Definendo con  $M_\Omega$ ,  $M_1$ ,  $M_2$ ,  $\Omega$ ,  $\omega_1$ ,  $\omega_2$ , rispettivamente, i momenti e le velocità di rotazione del portatreno, del solare e della corona si ottengono le seguenti relazioni:

$$M_1 + M_2 + M_\Omega = 0$$

$$M_1 = M_2$$

$$2\Omega = \omega_1 + \omega_2$$

focalizzando l'attenzione sulle ultime due relazioni si nota come il differenziale di tipo open è equiripartitore di coppia, infatti in qualsiasi situazione di funzionamento avremo  $M_1 = M_2$  ed inoltre la velocità angolare del portatreno è media aritmetica fra le velocità angolari delle due ruote.

Poichè il differenziale non entrando in funzione solo durante la fase di percorrenza in curva della vettura, ma essendo, per così dire, sempre attivo nel caso in cui anche una sola delle due ruote sia in assenza di aderenza, si può verificare la situazione spiacevole della totale assenza di coppia motrice che permetta all'auto di avanzare (a chi non è capitato di rimanere con una ruota impantanata nel fango o nella neve, quindi con aderenza circa nulla, e di non essere più in grado di ripartire).

Per ovviare a tutto ciò è stato introdotto il differenziale "locked".

## Il differenziale "locked"

Il differenziale locked funziona come un normale differenziale open durante la percorrenza in curva, mentre in situazioni di perdita di aderenza riesce, tramite sistemi automatici o azionati manualmente dal pilota, a bloccarsi rendendo il portatreno ed i due semiassi un tutt'uno ed annullando la legge dell'equiripartizione.

IL risultato di tutto è che quando una delle due ruote è in assenza di aderenza il moto è comunque trasmesso grazie alla coppia motrice che agisce sull'unica ruota in presa con il terreno.

## 2.2 La vettura a quattro ruote motrici

Mentre, i normali veicoli a due ruote motrici sono dotati di un unico differenziale, i fuoristrada, ma in generale tutte le vetture a trazione integrale (4WD), utilizzano due o tre differenziali, oltre ad un riduttore che aumenta ulteriormente il valore della coppia motrice disponibile.

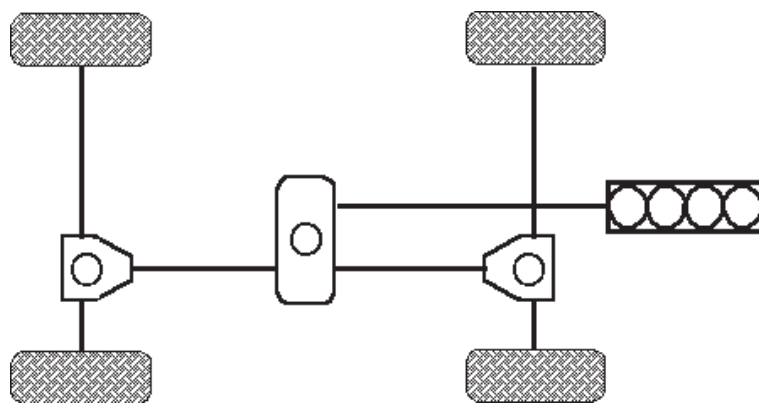


Fig. 2.2: La trasmissione.

I 4WD si dividono in due categorie: quelli dotati di trazione permanente e quelli a trazione inseribile.

Nei veicoli a trazione integrale permanente vi sono tre differenziali, uno centrale che ripartisce la coppia motrice ai due assali anteriore e posteriore, ed uno per ogni assale che ripartisce a sua volta la coppia motrice alla ruota destra e alla ruota sinistra (Fig. 2.2). In questo modo le ruote di un lato possono ruotare a velocità diversa da quelle dell'altro lato, ed anche le ruote anteriori possono ruotare complessivamente a velocità differente da quelle posteriori. Ciò è necessario quando si percorre una curva in buone condizioni di aderenza con una vettura 4WD.

Molti veicoli a trazione integrale inseribile utilizzano solo due differenziali, uno sull'assale anteriore ed uno sull'assale posteriore: in questo modo i due assali sono vincolati a ruotare alla stessa velocità, e percorrendo una curva le piccole differenze di velocità di rotazione tra i due assali, anteriore e posteriore, dovranno essere assorbite da un leggero slittamento delle ruote rispetto al fondo stradale.

### 2.2.1 La ripartizione della coppia motrice in condizioni di marcia

Considerando un fuoristrada con tre differenziali (trazione integrale permanente), il motore aziona, tramite un albero di trasmissione, il differenziale centrale, noto nei paesi anglosassoni come "*transfer*" o "*X-case*", che a sua volta distribuisce il moto a due alberi di trasmissione, uno verso il differenziale del ponte anteriore e uno verso il differenziale del ponte posteriore. Sui due ponti, i due differenziali provvedono a trasmettere la coppia motrice alle ruote.



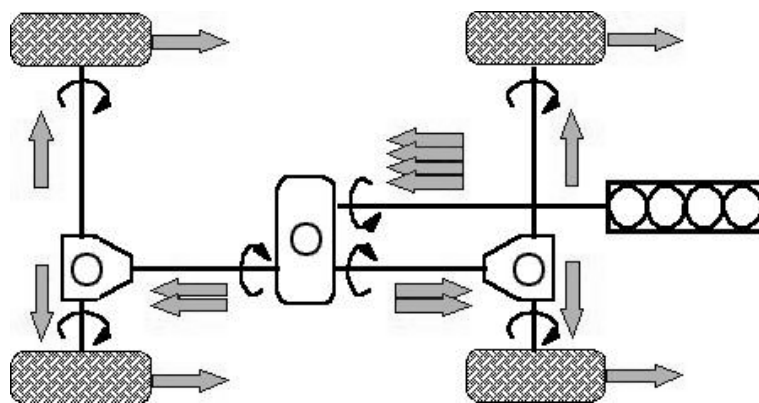


Fig. 2.3: Schema della ripartizione della coppia motrice alle ruote.

Consideriamo il caso in cui i differenziali siano tutti di tipo "open". Nel caso in cui si schematizzi la coppia fornita dal motore con "quattro unità di coppia" Fig. 2.3), rappresentate da quattro frecce, si nota come tali unità sono equamente divise dal differenziale centrale: due unità verso il ponte anteriore e due unità verso il ponte posteriore.

I differenziali ai ponti dividono ancora per due la coppia motrice disponibile verso le due ruote sullo stesso assale, cosicché su ogni ruota arriva un quarto della coppia motrice, che si trasforma in forza di trazione<sup>1</sup> all'interfaccia tra ruota-suolo (Fig. 2.3).

In pratica si può affermare che, nel caso in cui tutti e quattro i pneumatici si trovino nelle medesime condizioni di aderenza, le quattro unità di coppia si ripartiscono sulle ruote dando origine a quattro unità di trazione.

Nel caso in cui però almeno una delle quattro ruote sia in condizioni di scarsa aderenza, la chiazza nera nella fig. 2.4, e tutti e tre i differenziali siano di tipo open la ruota con poca aderenza girerà a vuoto opponendo una minima coppia sul semiasse, e quest'ultima, riflessa dal differenziale sull'altra ruota (basta ricordare la seconda delle leggi che regolano il funzionamento del differenziale) e tramite il differenziale centrale sulle ruote dell'altro assale, non è sufficiente a far avanzare il veicolo (Fig. 2.4). Quindi in una catena cinematica con tre differenziali open basta perdere aderenza su una singola ruota per rimanere fermi.

Per ovviare a questo grave inconveniente tutti i differenziali montati sulle vetture 4WD sono di tipo locked.

Rifacendoci all'esempio sopra riportato per fare in modo che, nonostante una delle quattro ruote sia in assenza di "grip", l'autovettura sia ugualmente in grado di procedere

<sup>1</sup>A seconda del contesto le frecce rappresentano le unità di coppia o di trazione, quest'ultime sono numericamente ottenute dividendo l'unità di coppia con il raggio di rotolamento della ruota.

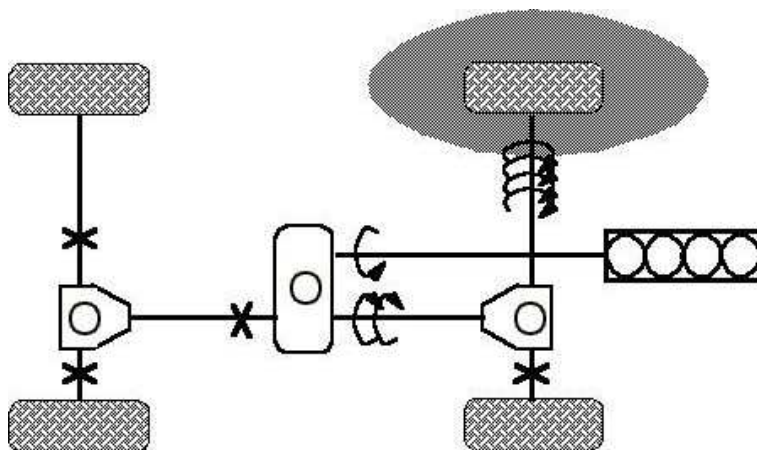


Fig. 2.4: Perdita di aderenza su una ruota.

la sua marcia si possono seguire due strade; o bloccare il differenziale centrale (Fig. 2.5) od alternativamente quello anteriore (Fig. 2.5).

Poiché molto spesso si presentano situazioni molto più gravose, ovvero la contemporanea mancanza di aderenza su due o tre ruote, per uscire da una condizione di "stallo" della vettura debbono essere bloccati contemporaneamente più differenziali.

Le varie combinazioni di bloccaggio da eseguire, secondo le varie condizioni incontrate, sono riassunte nella tabella 2.1.

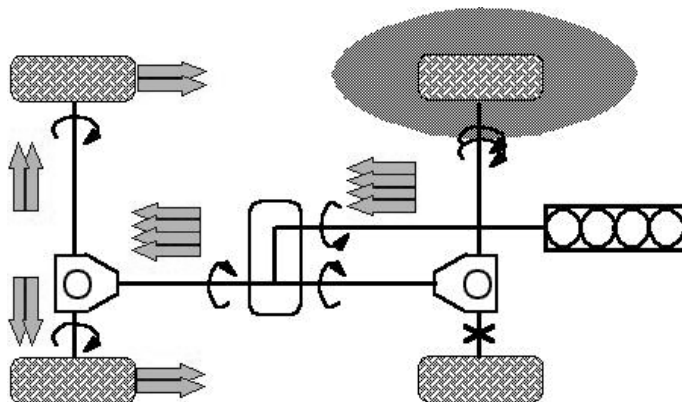


Fig. 2.5: Bloccaggio del differenziale centrale.

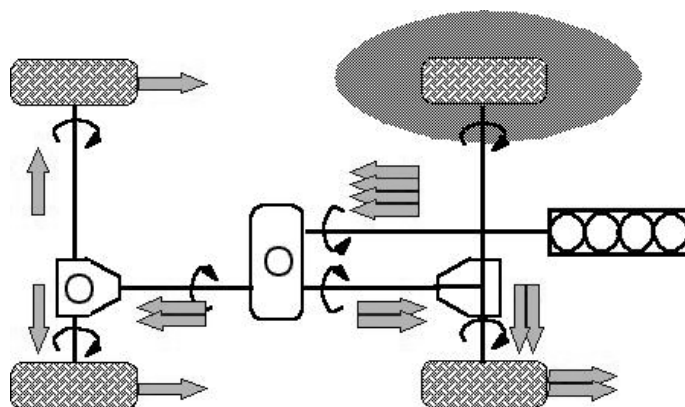


Fig. 2.6: Bloccaggio del differenziale anteriore.

	DIFFERENZIALE ANTERIORE	TRANSFER	DIFFERENZIALE POSTERIORE
		BLOCCATO	
		BLOCCATO	
	BLOCCATO		BLOCCATO
	BLOCCATO		BLOCCATO
	BLOCCATO	BLOCCATO	BLOCCATO

Tab. 2.1: Combinazioni di bloccaggio dei differenziali a seconda delle ruote in assenza di "grip".

### 2.2.2 Il sistema di trasmissione della *Fiat Punto super 2000*

La *Fiat Punto super 2000* (Fig. 2.7) è una vettura, direttamente derivata dalla serie, con la quale l'azienda torinese ha deciso di ripresentarsi nel mondo delle corse ad alto livello, in modo particolare in quello dei rally.

Affidando la progettazione e lo sviluppo della vettura alla squadra corse *N.technology* ed in accordo con i regolamenti redatti dalla F.I.A., relativi la nascente categoria super 2000, la Punto sarà dotata di un sistema di trasmissione 4WD permanente, il cui principio di funzionamento è stato già spiegato precedentemente, con tre differenziali autobloccanti (locked) a lamelle.



Fig. 2.7: La Fiat Punto Super 2000

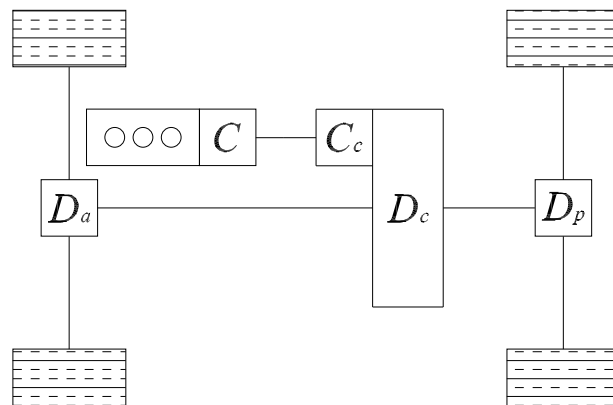


Fig. 2.8: Schema della trasmissione della *Fiat Punto super 2000*.

L'utilizzare di questo tipo di differenziale e non altri modelli, ad esempio quelli con bloccaggio elettronico, è imposto dal regolamento.

Riferendoci alla figura 5.6 e chiamando con  $\tau$  il rapporto di trasmissione<sup>2</sup> di seguito sono riportate alcune delle caratteristiche della trasmissione:

- $D_c$  (differenziale centrale o transfer):

$$- \tau_{D_c} = 57/13$$

<sup>2</sup>Il rapporto di trasmissione è dato come il rapporto tra il numero dei denti del cedente e quelli del movente.

- $D_p$  (differenziale posteriore):

- $\tau_{D_p} = 25/9$

- $D_a$  (differenziale anteriore):

- $\tau_{D_a} = 25/9$

- $C_c$  (coppia conica acceleratrice):

- $\tau_{C_c} = 9/25$

Con  $C_c$ , denominata *coppia conica acceleratrice*, si intende un accoppiamento tra ruote dentate coniche atto ad aumentare la velocità di rotazione dell'albero di trasmissione in modo tale da diminuirne il momento torcente applicato. Una volta arrivati sull'assale posteriore il differenziale qui montato, grazie ad un opportuno rapporto di trasmissione ( $\tau_{D_p}$ ), detto anche *rapporto al ponte*, provvede a far diminuire la velocità di rotazione dei due semiassi in modo tale da aumentare la coppia motrice alle ruote.

Tutte le considerazioni sopra esposte riguardanti la Punto super 2000 sono riferite alla vettura preparata con assetto da asfalto.

## Capitolo 3

# Il gruppo sospensione della *Fiat Punto super 2000*

Nel presente capitolo sono stati descritti, in maniera abbastanza dettagliata, tutti i vari componenti che vanno a costituire la sospensione posteriore della *Punto super 2000*, così da far comprendere le scelte e le schematizzazioni eseguite per la costruzione dei modelli di calcolo usati per le analisi svolte in seguito.

### 3.1 Dalla vettura di serie a quella da competizione

Tra le differenze sostanziali che "saltano all'occhio" nell'osservare la *Fiat Grande Punto* ed il medesimo modello utilizzato per le competizioni rally è da annoverare, prima di tutto, l'architettura utilizzata per lo schema sospensioni posteriore.

Mentre per l'anteriore l'architettura, con le inevitabili revisioni, è mantenuta la medesima, in entrambi i modelli vi è un *MacPherson*, per il posteriore si passa da una sospensione ad *ponte torcente* (Fig. 3.1) ad un *MacPherson* (Fig. 3.2).

Si passa quindi da un sistema a ruote interconnesse (assale e traversa torcente) ad uno a ruote indipendenti (*MacPherson*) in grado di garantire un numero maggiore di regolazioni che permettono di meglio assecondare le asperità stradali che si trovano nei fondi accidentati del fuoristrada. Il *MacPherson* ha chiaramente una maggiore complessità costruttiva. Il fatto di aver utilizzato questo tipo di architettura per un sistema a ruote indipendenti e non altri (*double wishbone*, *multilink*, ecc.) è dovuto a imposizioni di regolamento.

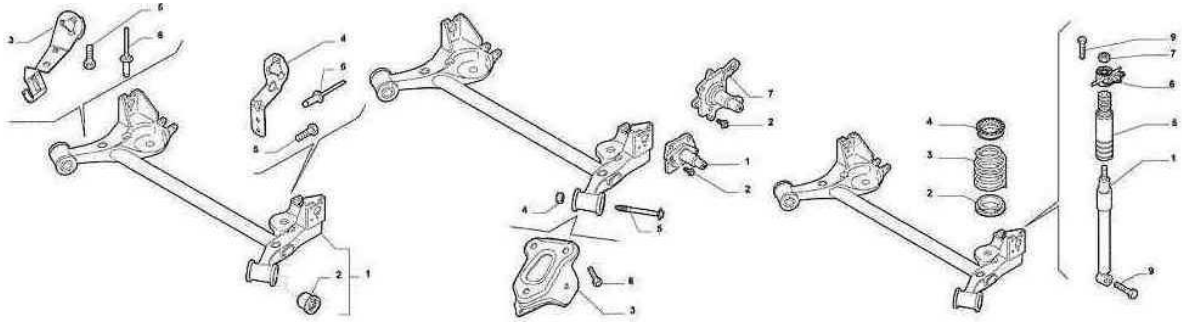


Fig. 3.1: La sospensione posteriore della Fiat Grande Punto.

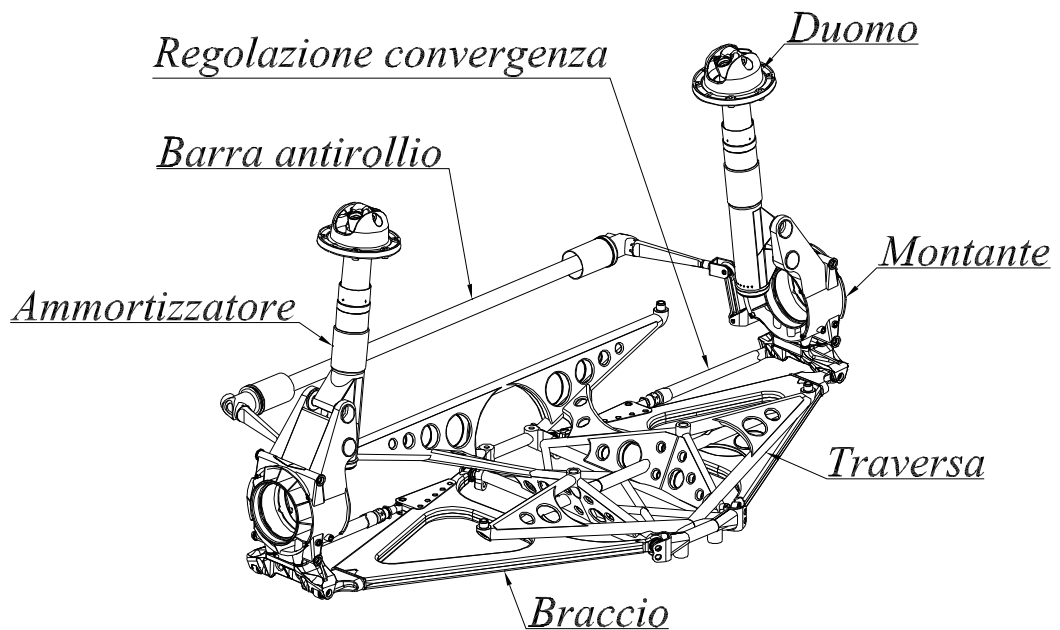


Fig. 3.2: La sospensione posteriore della Fiat Punto super 2000.

### 3.1.1 Generalità sulla sospensione MacPherson

La sospensione MacPherson (Fig. 3.3) è un sistema a ruote indipendenti la cui cinematica prevede la presenza di un braccio inferiore ed una coppia prismatica, costituita dallo stesso ammortizzatore, ed attaccate al montante della sospensione, necessari a consentire quell'unico grado di libertà, rappresentato dallo spostamento della ruota, indispensabile per il corretto funzionamento del sistema cinematico.

L'elemento elastico è ancorato direttamente sull'ammortizzatore tramite un'opportuna sede.

Il braccio è attaccato da un lato allo chassis della vettura con una coppia di cerniere

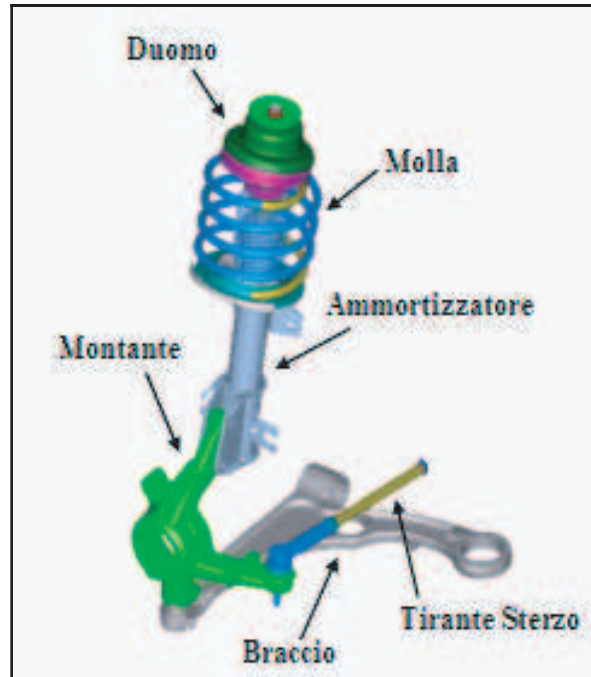


Fig. 3.3: La sospensione MacPherson.

sferiche e dall'altro lato al montante con un'altra cerniera sferica.

La sospensione invece è superiormente ancorata al telaio tramite il duomo che, grazie all'ausilio di elementi elastici, si comporta come una cerniera sferica, ed inferiormente al montante mediante un collegamento imbullonato.

La cinematica della sospensione Mac Pherson fa sì che nascano dei momenti flettenti che vanno a sollecitare lo stelo dell'ammortizzatore e che devono quindi essere minimizzati in fase di progetto per evitare danni allo smorzatore stesso. La minimizzazione dei momenti flettenti viene fatta posizionando la molla lungo un asse incidente con quello dello smorzatore.

## 3.2 I componenti della MacPherson posteriore per la Punto super 2000

Per l'analisi e la costruzione del modello F.E.M. della sospensione in questione (Fig. 3.2) sarà importante descrivere il complessivo di montaggio, in modo da mettere in evidenza le sue caratteristiche costruttive, i cui componenti principali sono:

- la traversa



- i bracci oscillanti
- la barra antirollio
- il montante
- la sospensione

## La traversa

La traversa (Fig. 3.4) è uno dei due componenti che permettono di completare il fissaggio del gruppo sospensione allo chassis della vettura.

Infatti, come accennato in precedenza, per un corretto funzionamento del sistema cinematico, la sospensione deve essere collegata al telaio dell'auto, nella seguente maniera: da una parte, tramite il duomo dell'ammortizzatore, dall'altra da due delle tre cerniere sferiche fissate sul braccio oscillante.

Il collegamento di quest'ultime non è eseguito direttamente sullo chassis, ma avviene tramite la traversa, che unita in maniera adeguata al fondo dell'auto, come di seguito descritto, diverrà un tutt'uno con il veicolo. Essa è costituita da elementi tubolari di sezione circolare e da "fazzoletti metallici" di rinforzo.

Nella parte bassa sono presenti i quattro supporti per l'alloggiamento delle cerniere sferiche (Fig. 3.4. 3.5). Queste, necessarie per il collegamento *traversa/braccio oscillante*, sono poste direttamente sui bracci oscillanti e fissate sul telaio tubolare mediante perni filettati.

Il differenziale posteriore della Punto super 2000 è fissato direttamente sulla traversa tramite delle apposite zone di ancoraggio (Fig. 3.4) in grado di ricevere viti a testa cilindrica con esagono incassato. Queste, una volta serrate sulla filettatura ottenuta sulla scatola del differenziale, ne permettono il fissaggio.

Il fissaggio della traversa, sul telaio della macchina, avviene nei quattro vertici (Fig. 3.4) grazie ad un sistema simile a quello utilizzato per il bloccaggio del differenziale. Fa eccezione il fatto che nella parte superiore delle sedi delle viti sono ricavati dei perni forati<sup>1</sup>, aventi lunghezza e diametro esterno pari a 18mm, necessari per il centraggio del componente sui longheroni dello chassis della vettura (Fig. 3.6). L'accoppiamento albero-base tra il perno di centraggio e la sua sede è del tipo H7/h6.

La vite con testa a brugola per il fissaggio è del tipo M12 UNI 5931-67 mentre il foro praticato sull'interno della spina di riferimento è di 12.2mm.

---

<sup>1</sup>Il foro serve per poter introdurre l'apposita vite di fissaggio

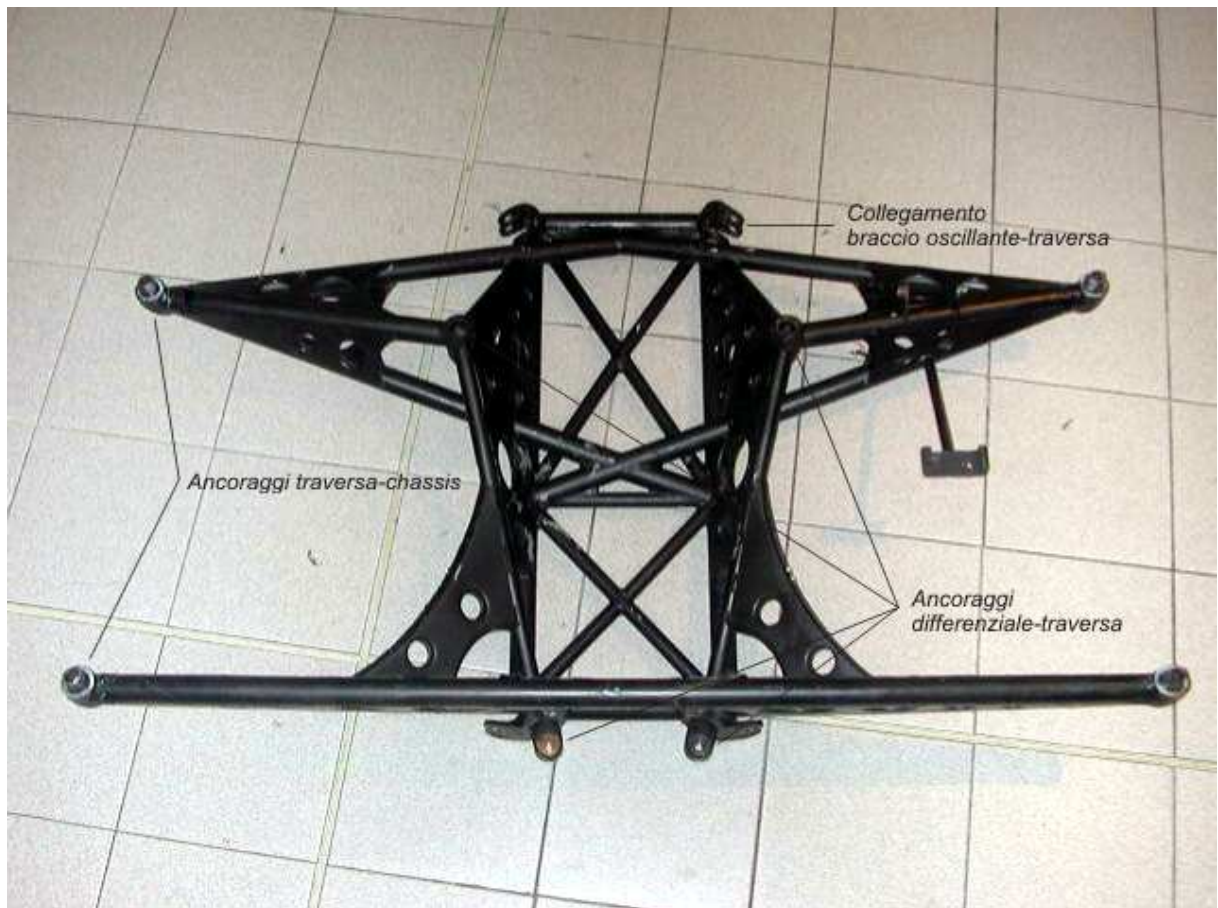


Fig. 3.4: La traversa.

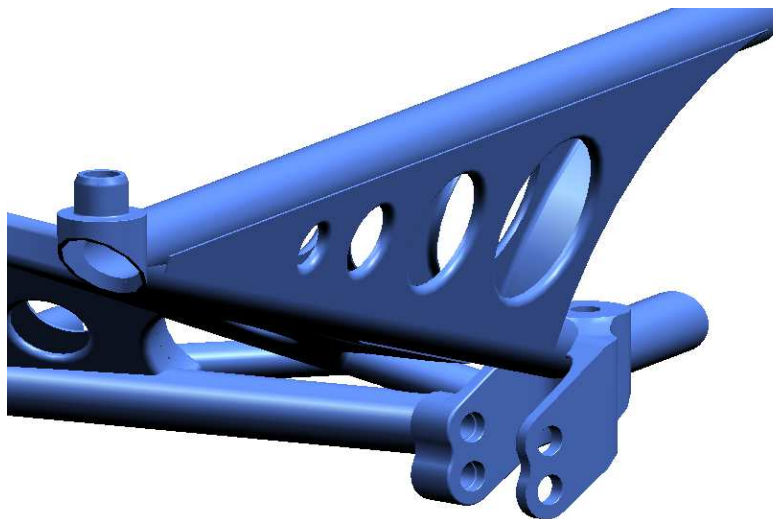


Fig. 3.5: Attacco traversa/bracci oscillanti.



Fig. 3.6: Sistema di ancoraggio traversa chassis.

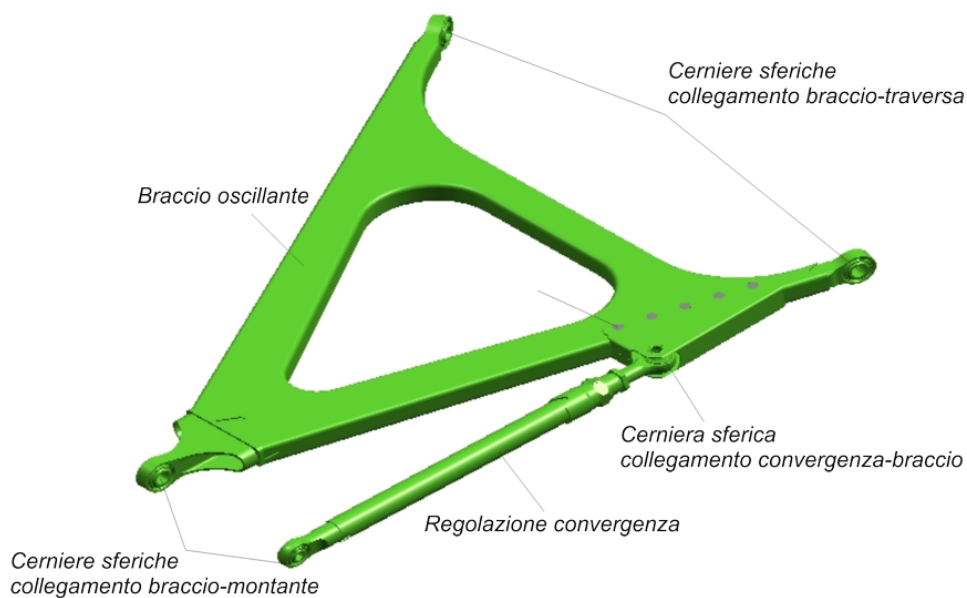


Fig. 3.7: Il braccio oscillante della sospensione.

## I bracci oscillanti

I bracci oscillanti (Fig. 3.7) sono costituiti da profilati a sezione rettangolare cava, hanno una forma triangolare ed alle loro tre estremità sono posti gli alloggiamenti necessari per ospitare le cerniere sferiche. Insieme al braccio è montata la barra per la regolazione della convergenza che viene fissata sul braccio stesso tramite un'altra cerniera sferica. La cerniera sferica in questione è alloggiata in una sede ricavata su due piastre metalliche saldate sul braccio stesso (Fig. 3.7).

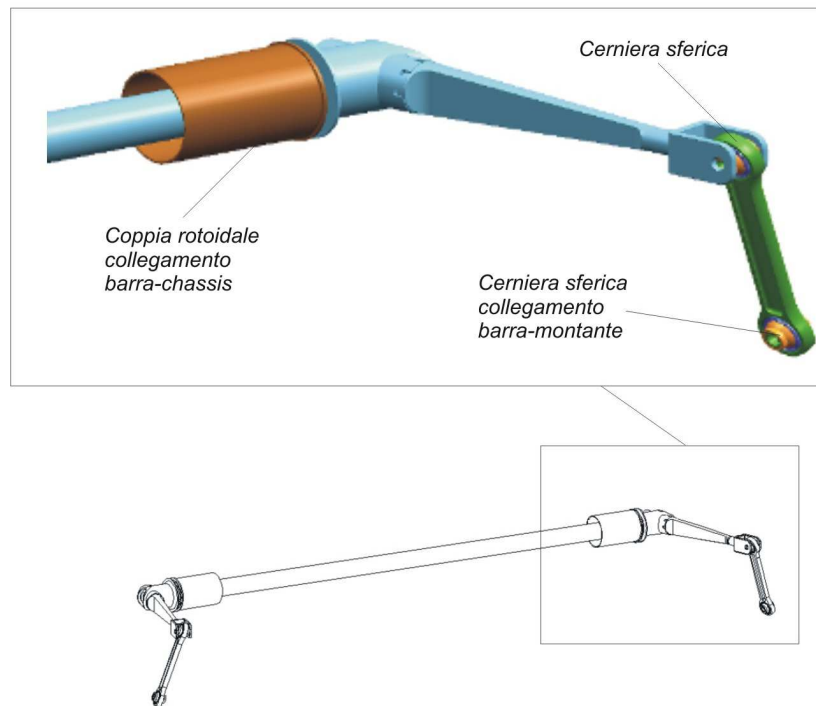


Fig. 3.8: La barra antirollio.

## La barra antirollio

La barra antirollio (Fig. 3.8), detta anche di torsione, serve ad aumentare la rigidità a rollio della vettura in curva.

Infatti, nel caso in cui le due ruote abbiano escursioni verticali di uguale entità, situazione che si può verificare in fase di scuotimento, la barra non entra in funzione. Nella eventualità invece in cui le due ruote abbiano escursioni verticali differenti, caso che si verifica sempre in curva a causa del trasferimento di carico tra le due fiancate, il cinematismo fa in modo di livellare, almeno in parte, questa differenza di escursione verticale rendendola meno accentuata rispetto al caso in cui la barra di torsione non sia presente.

Poichè la barra può essere schematizzata come una molla che, ai fini del rollio, agisce in parallelo con quelle delle sospensioni, al variare della sua rigidità (dipendente principalmente dalla forma della sezione), e del posto di montaggio (sull'anteriore, sul posteriore o su entrambe le sospensioni) può cambiare il comportamento dinamico del veicolo.

L'organo principale della barra di torsione è un profilato a sezione circolare cava fissato sullo chassis della vettura tramite due coppie rotoidali ed in grado di permettere il solo movimento relativo, quello di rotazione intorno al proprio asse, *barra/autoveicolo* (Fig.

3.8). Sarà ancorata anche al montante della sospensione grazie ad una cerniera sferica (Fig. 3.8).

## Il montante

Il montante (Fig. 4.15), prodotto dalla Pankl, poichè si interfaccia direttamente con i componenti principali del gruppo sospensione, la sospensione, il braccio oscillante ed il mozzo ruota, è uno dei componenti maggiormente sollecitati del complessivo di montaggio. Perciò la sua forma è abbastanza tozza e con sezioni importanti.

In definitiva possiamo riassumere alcune delle funzioni a cui deve rispondere il montante:

- alloggiare il cuscinetto di supporto delle ruote ed assicurarne il bloccaggio assiale
- assicurare il fissaggio della pinza freno
- alloggiare le cerniere sferiche per il fissaggio del braccio oscillante
- nel caso di sospensione MacPherson avere i punti di fissaggio necessari per supportare l'ammortizzatore

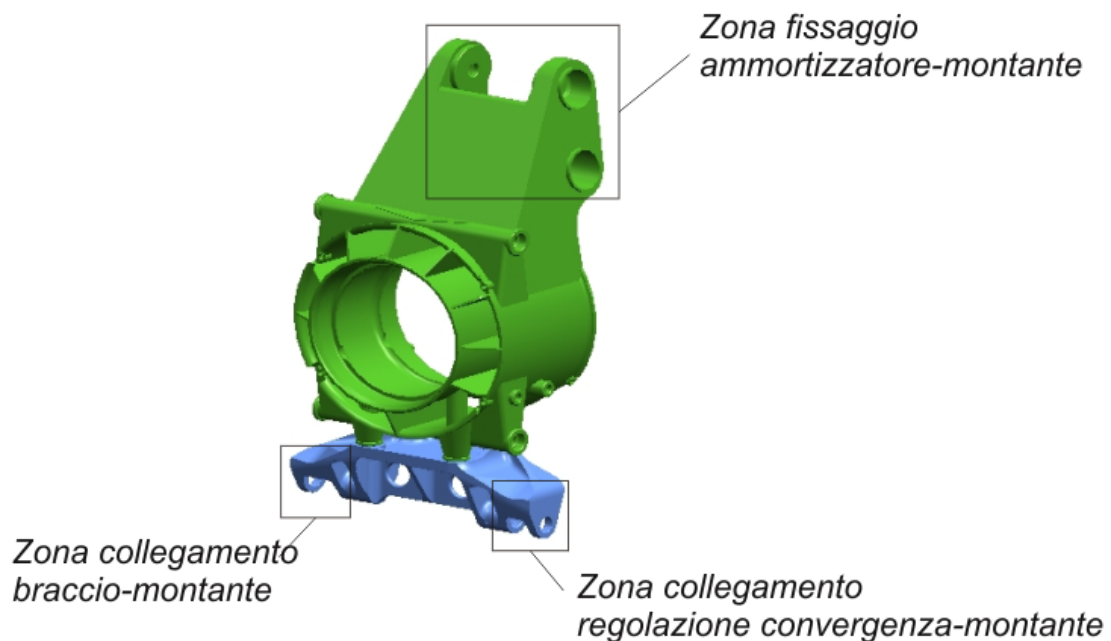


Fig. 3.9: Il montante.

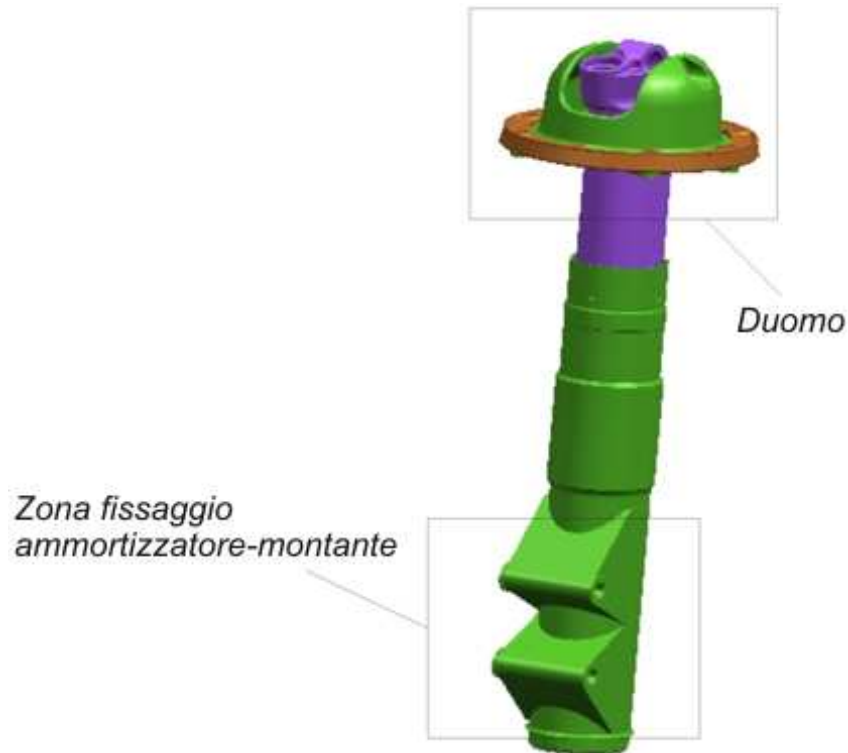


Fig. 3.10: L'ammortizzatore.

## La sospensione

La sospensione (Fig. 3.10), prodotta dalla Ohlins, è del tipo bitubo. Le caratteristiche principali sono le seguenti:

- Rigidezza estensionale (riferita alla molla)  $K = 58860[N/m]$
- Escursione massima in compressione  $105mm$
- Escursione massima in estensione  $156mm^2$

tutte le altre caratteristiche di interesse possono essere direttamente ottenute dal catalogo della ditta produttrice.

Non viene preso in considerazione il coefficiente di smorzamento poiché tutti gli studi eseguiti tramite il modello FEM sono stati di tipo statico.

---

<sup>2</sup>Entrambi questi valori sono riferiti alla sospensione montata sul veicolo soggetto la solo peso proprio

### 3.3 I materiali

Il materiale utilizzato per la costruzione della traversa, dei bracci oscillanti, della barra antirollio e della regolazione della convergenza è un acciaio da bonifica denominato *Acciaio al cromo-molibdeno 25CrMo4* facente capo alla NORMA MATERIALI 52544 relativa alla normazione FIAT la cui corrispondenza con la normativa UNI è *UNI 7845*.

Nella tabella 3.1 sono riportate le caratteristiche principali e di maggiore interesse per un'analisi di tipo strutturale, per una trattazione completa si rimanda direttamente alla normativa.

Per quel che riguarda le caratteristiche dell'acciaio utilizzato per il montante e l'ammortizzatore si può fare riferimento direttamente alla ditta produttrice di tali componenti.

**ACCIAIO AL CROMO-MOLIBDENO 25cRmO4**

<b>Modulo di Young (<math>MPa</math>)</b>	206000
<b>Modulo di elasticità tangenziale (<math>MPa</math>)</b>	81000
<b>Massa volumica (<math>kg/dm^3</math>)</b>	7.85
<b>Carico di snervamento (<math>MPa</math>)</b>	440
<b>Carico a rottura (<math>MPa</math>)</b>	690 ÷ 880

Tab. 3.1: Caratteristiche meccaniche dell'acciaio 25CrMo4



## Capitolo 4

# Dal modello reale a quello di calcolo per l'analisi FEM

Dopo aver descritto in maniera abbastanza dettagliata il gruppo sospensione della *Punto super 2000* (Cap. 3) nel presente capitolo si esplicitano le procedure e le schematizzazioni eseguite per la costruzione dei modelli di calcolo poi utilizzati per le analisi agli elementi finiti tramite il codice di calcolo FEM ANSYS.

### 4.1 Il modello FEM per la determinazione dei ”*carichi di progetto*”

Il primo modello realizzato è quello per la determinazione delle forze dette appunto ”*carichi di progetto*” che si scambiano i vari componenti del gruppo sospensione. Con esso si cerca di riprodurre, nella maniera più verosimile possibile, il complessivo di montaggio comprensivo di tutti i suoi componenti meccanici incluse le stesse sospensioni.

Il modello è stato realizzato utilizzando elementi di tipo monodimensionale *Beam* (*trave*) e *Link* (*asta*).

#### Gli elementi e le loro caratteristiche

La maggior parte della geometria è stata ottenuta con i BEAM44 (Fig. 4.1), elementi monodimensionali aventi sei *gradi di libertà* (*g.d.l*) per nodo, tre traslazioni e tre rotazioni, ed in grado di reagire ai carichi nodali con sforzi di trazione, compressione, momento



torcente e momento flettente, cosa che comunque avviene di norma con tutti gli elementi trave.

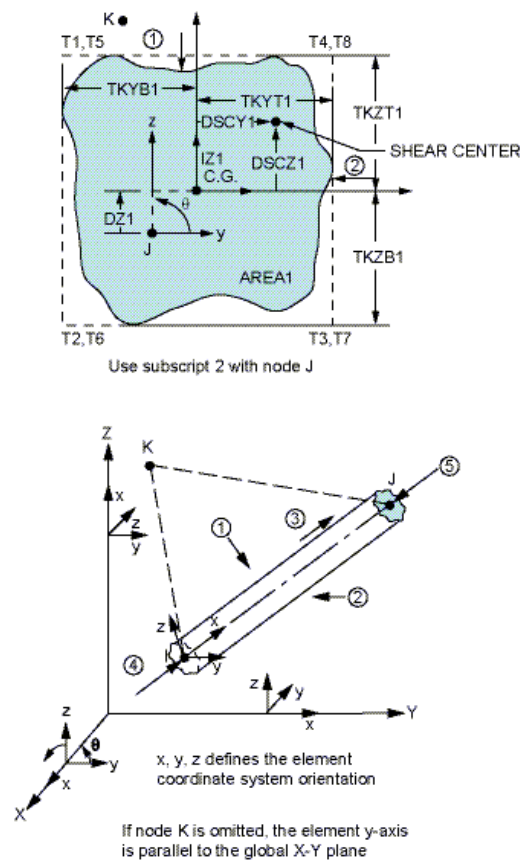


Fig. 4.1: BEAM44: la geometria, la posizione dei nodi ed il sistema di riferimento.

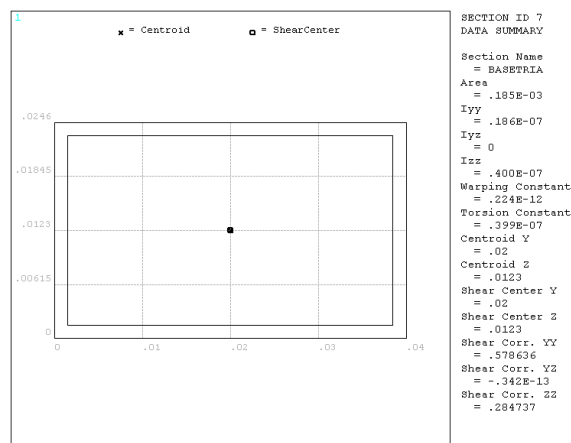


Fig. 4.2: Le caratteristiche geometriche della sezione calcolate con il BEAM44.

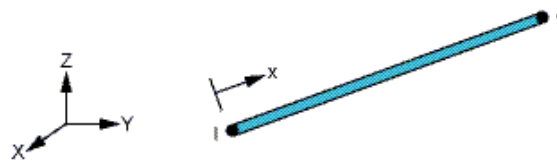


Fig. 4.3: LINK8: la geometria, la posizione dei nodi ed il sistema di riferimento.

I BEAM44 hanno inoltre, come particolarità di rilievo, quella di poter ricevere come "input" di ingresso la forma della sezione e di calcolare automaticamente alcune grandezze geometriche indispensabili per le analisi (momento d'inerzia, momento polare d'inerzia, ecc.) (Fig. 4.2).

Per la modellazione dei profilati a sezione circolare si possono utilizzare anche gli elementi PIPE16, appositamente strutturati per tali forme di sezione. Ciò non è stato fatto poichè BEAM44 permettono, in caso di necessità, di variare senza problemi la forma della sezione.

Gli elementi LINK8 (Fig. 4.3) sono stati utilizzati per poter schematizzare le molle dell'ammortizzatore, hanno tre g.d.l per nodo (le tre traslazioni) e reagiscono con sforzi di trazione o di compressione non prendendo in considerazione il taglio ed il momento.

I CONTAC52 sono elementi rappresentanti due superfici che possono mantenere un contatto, rompere il contatto fisico e, se necessario, scorrere relativamente tra di loro. Sono in grado di supportare compressioni in direzione normale alla superficie e sforzi di taglio (attrito Coulombiano) in direzione tangenziale alla superficie di contatto.

Questi elementi sono stati utilizzati per rappresentare il "fine corsa" dell'ammortizzatore.

Per ulteriori informazioni sugli elementi e le loro caratteristiche si rimanda al manuale d'uso di ANSYS [4].

#### 4.1.1 La geometria del modello e le sue particolarità

Il passaggio dal complessivo di montaggio, ottenuto tramite il software di modellazione solida UNIGRAPHICS (Fig. 4.5), al modello FEM, realizzato con elementi monodimensionali, si articola in tre fasi: nella prima viene effettuata la messa in tavola della traversa (Fig. 4.6) e del braccio oscillante (Fig. 4.7); nella seconda sono tracciati gli assi delle travi tubolari che compongono i due particolari per ultimo viene riassemblato il tutto (Fig. 4.8) e, sfruttando le simmetrie, si ricostruisce "lo scheletro" del futuro modello FEM.

Appurato che le linee così ottenute (Fig. 4.8) corrispondano agli assi delle travi del mod-

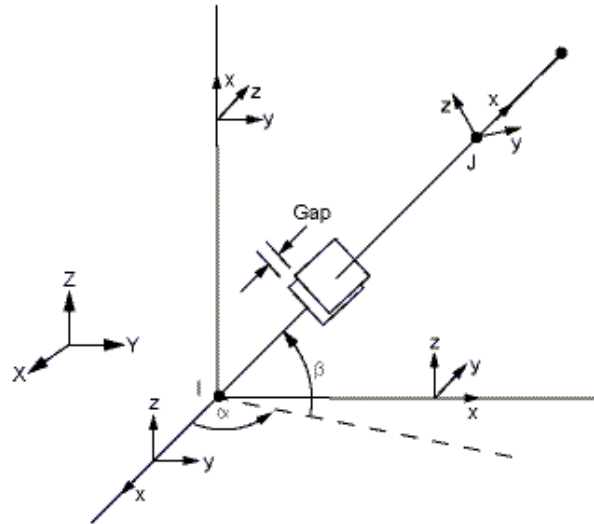


Fig. 4.4: CONTAC52: la geometria, la posizione dei nodi ed il sistema di riferimento.

ello CAD di partenza, si passa alla determinazione delle coordinate cartesiane dei vertici degli assi tracciati.

Un esempio di come sono state ricavate tali coordinate è visibile nelle figure 4.9, 4.10, 4.11 in cui la traversa è stata suddivisa in tre sottogruppi e di ogni sottogruppo calcolate le coordinate di interesse. Per tutti gli altri componenti è stato seguito un procedimento analogo a quello sopra descritto.

I punti così ottenuti sono stati utilizzati per ricostruire la geometria su ANSYS il cui risultato finale è visibile in figura 4.12.<sup>1</sup>

La prima cosa che "salta all'occhio" è che, nel modello costruito in ANSYS (Fig. 4.12), non sono stati considerati i "fazzoletti di rinforzo". La loro presenza, per quanto riguarda le forze di interscambio dei singoli componenti del complessivo, non è stata ritenuta rilevante in quanto la traversa di per sé è già molto rigida. L'assenza dei fazzoletti di rinforzo ha facilitato la costruzione del modello.

Definita la geometria si passa alla descrizione delle schematizzazioni eseguite su alcune parti del complessivo molte delle quali non facilmente ricostruibili con modelli costituiti da elementi monodimensionali.

Tra queste possono essere annoverate

- il collegamento *traversa/braccio oscillante*

<sup>1</sup>Vista la geometria si è costruito il solo lato destro poiché quello sinistro lo si otterrà dalla simmetria degli elementi, ottenuti dopo l'operazione di "meshatura", rispetto al piano mediano.

- il collegamento *regolazione convergenza/braccio oscillante*
- il montante
- lo smorzatore
- l'elemento elastico della sospensione MacPherson
- il differenziale
- le cerniere sferiche

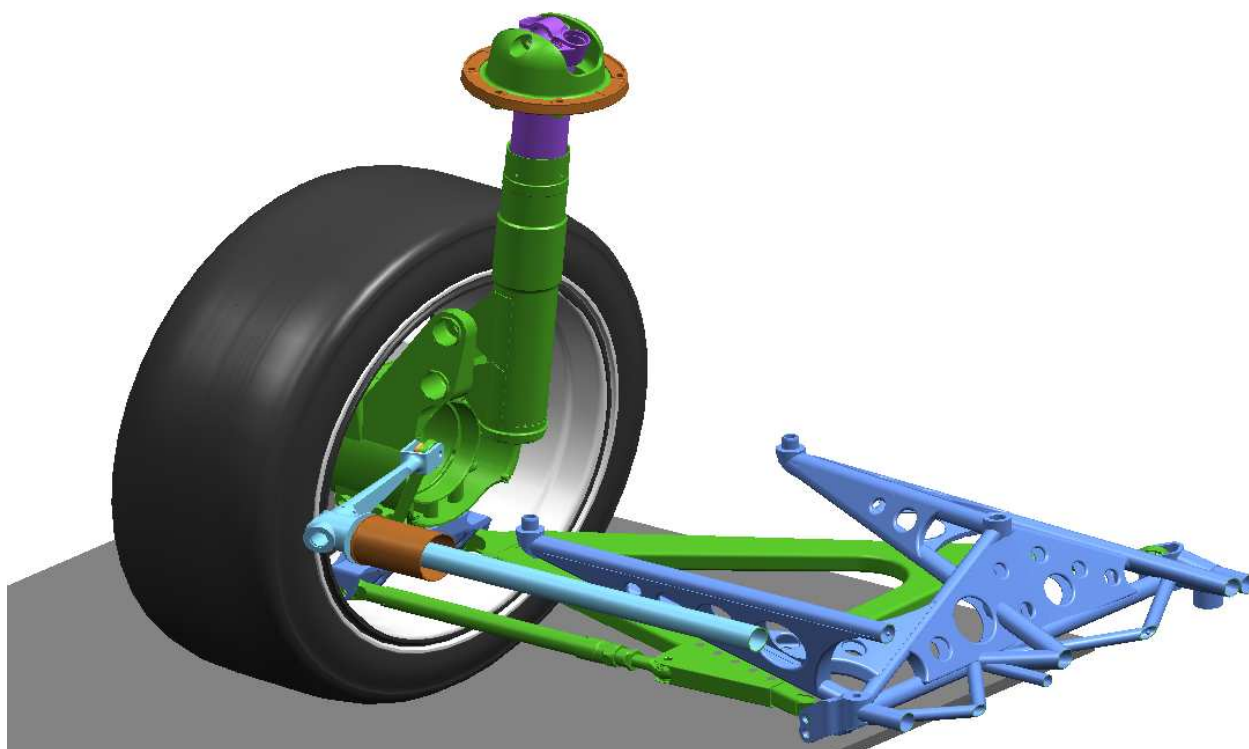


Fig. 4.5: Parte relativa alla ruota sinistra del gruppo sospensione.

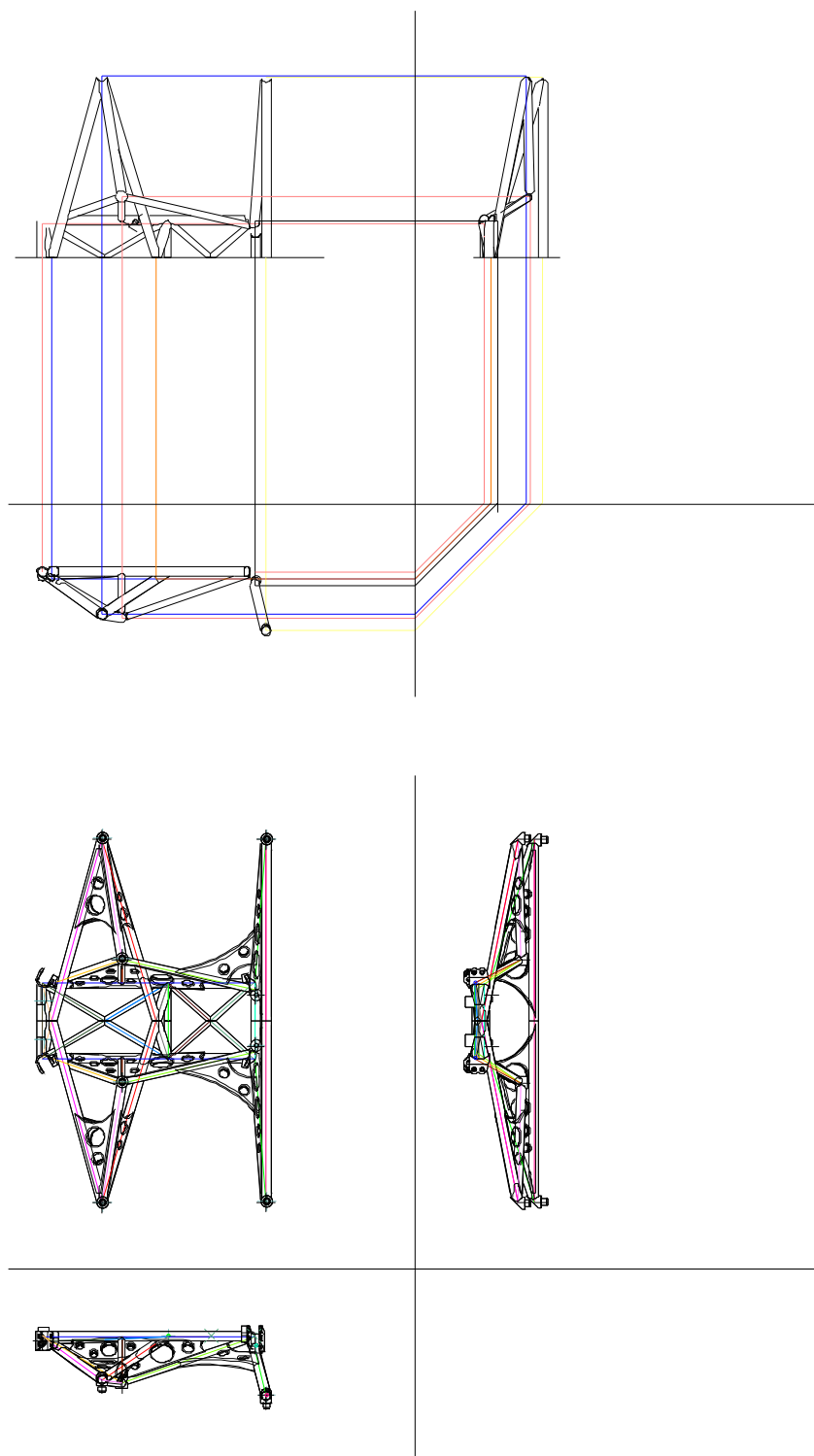


Fig. 4.6: La messa in tavola della traversa.

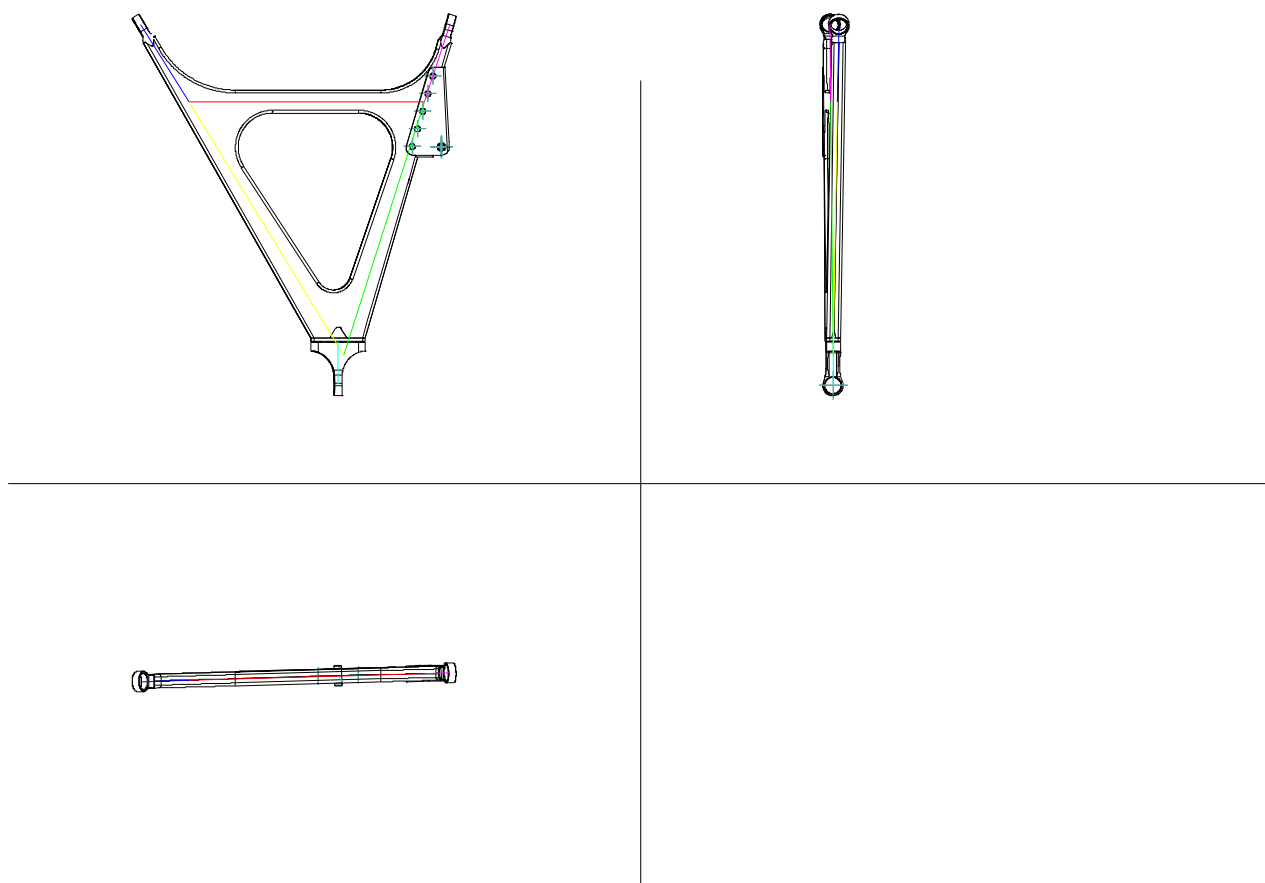


Fig. 4.7: La messa in tavola del braccio oscillante.

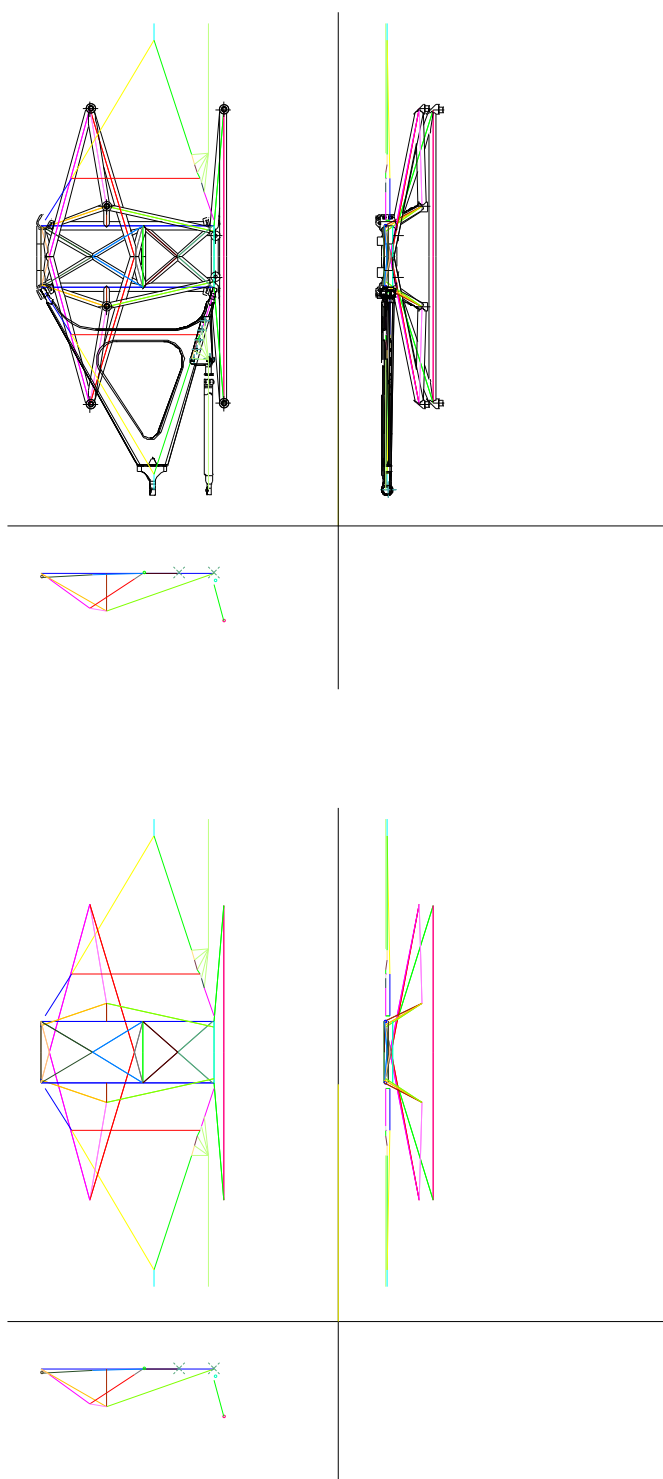


Fig. 4.8: L'insieme *traversa/braccio oscillante* per la costruzione del modello FEM.

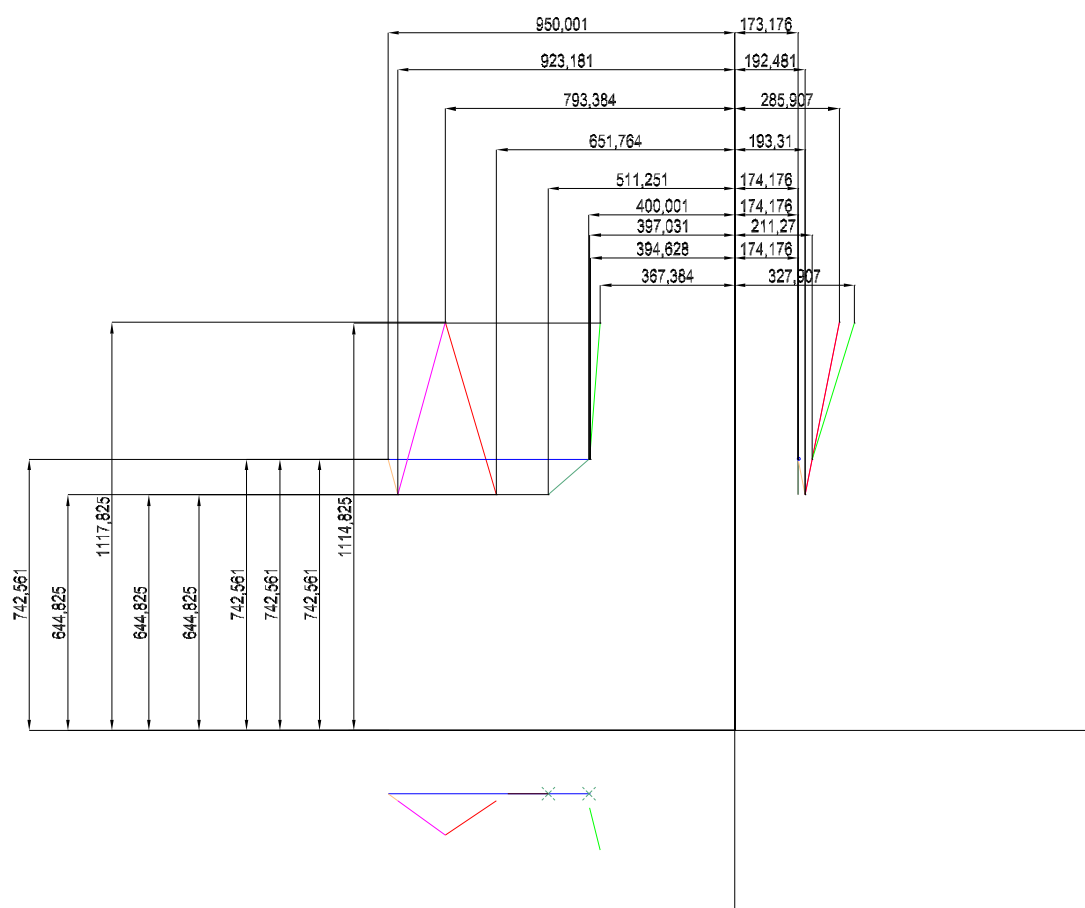


Fig. 4.9: La determinazione delle coordinate cartesiane.



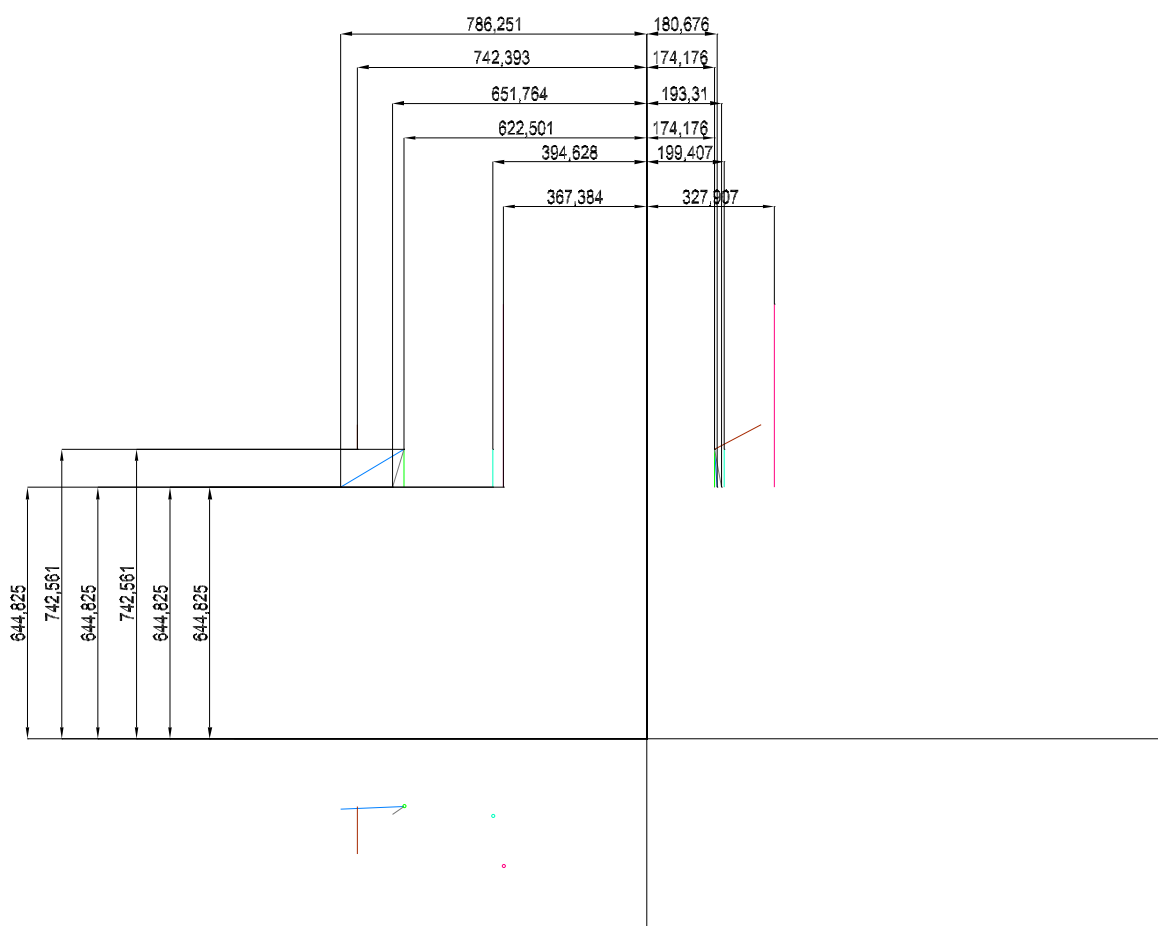


Fig. 4.10: La determinazione delle coordinate cartesiane.

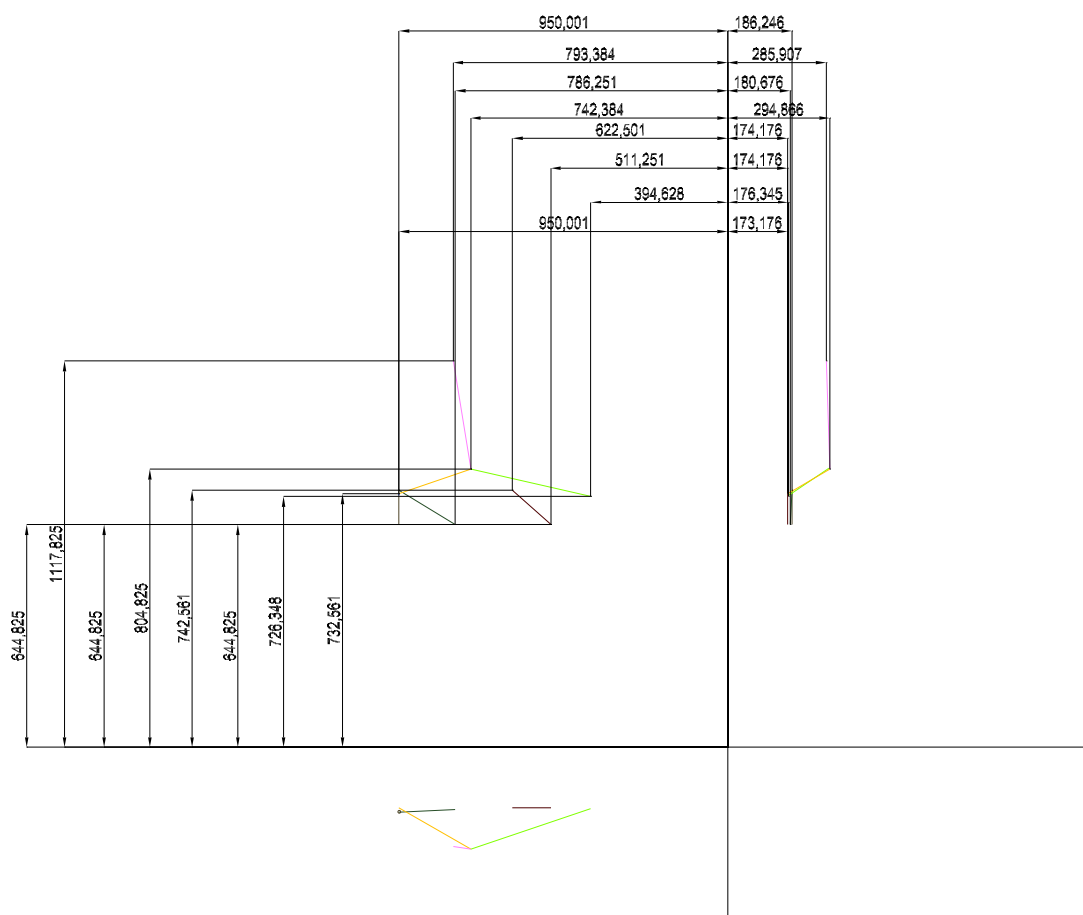


Fig. 4.11: La determinazione delle coordinate cartesiane.

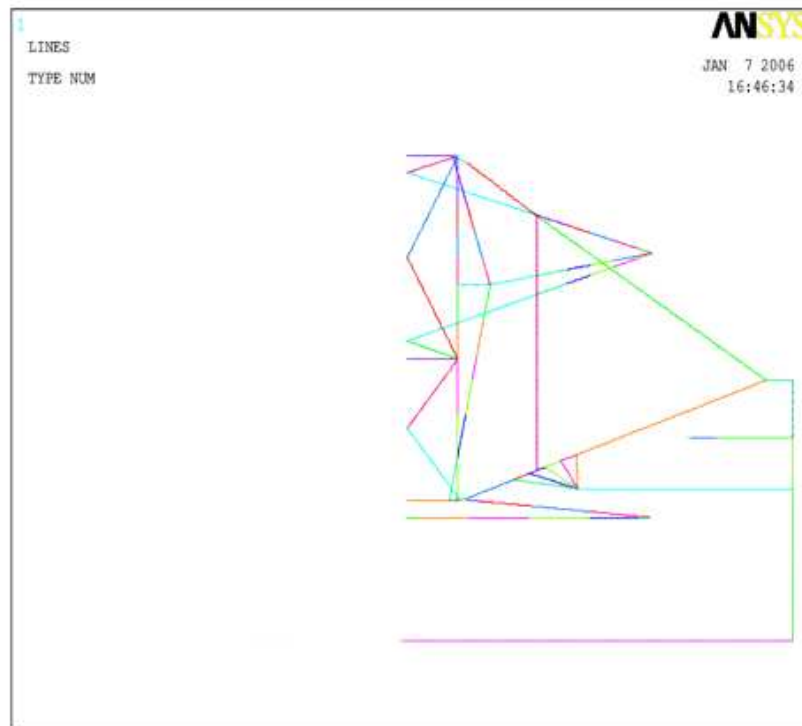


Fig. 4.12: La geometria del modello ricostruita su ANSYS.

### Il collegamento *traversa/braccio oscillante*

Le zone in cui vengono ancorati i bracci triangolari della sospensione con la traversa sono di forma tozza e di conseguenza non facilmente schematizzabili con elementi monodimensionali.

Per di più tutte le travi tubolari, saldate in tale area, non hanno assi convergenti nel medesimo punto.

Da quanto sopra riportato consegue che le zone di ancoraggio sono state riprodotte collegando tra di loro le estremità dei profilati. Il collegamento avviene tramite elementi aventi una rigidezza molto più elevata di quella della maggior parte degli altri componenti della struttura. Le estremità dei profilati a loro volta sono state poi unite con il punto di fissaggio della cerniera sferica (Fig. 4.13).

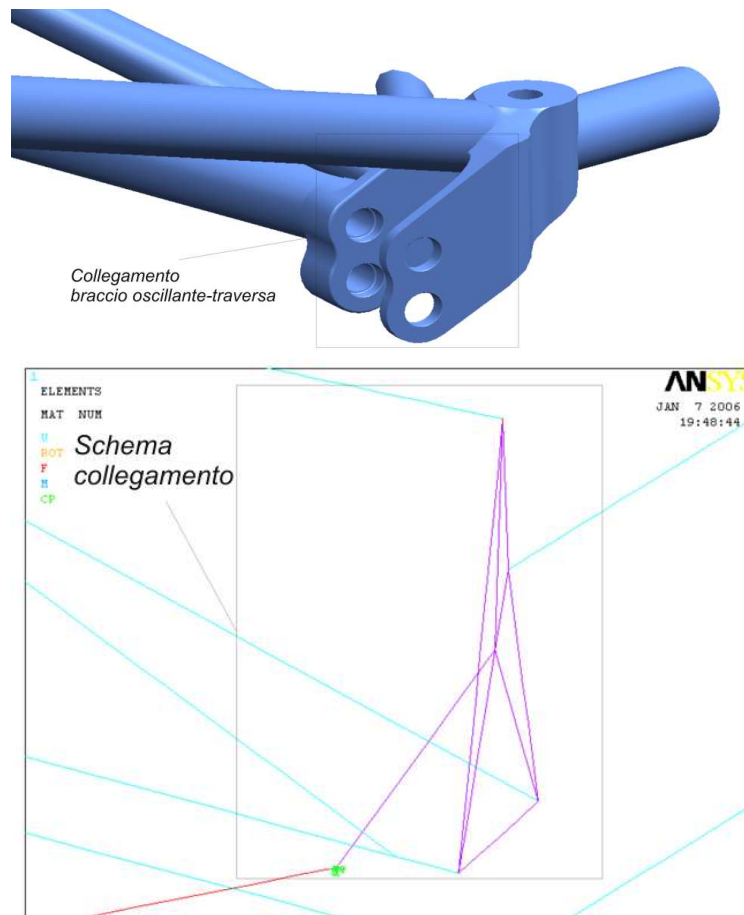


Fig. 4.13: Il collegamento *traversa/braccio oscillante* e lo schema in ANSYS.

### Il collegamento *regolazione convergenza/braccio oscillante*

Come descritto nel Capitolo 3 la trave con vite di registrazione per la regolazione della convergenza delle ruote è assicurata al braccio triangolare tramite una cerniera sferica fissata su piastre metalliche saldate sul braccio stesso. Per non complicare il modello, utilizzando elementi bidimensionali, la schematizzazione seguita per rappresentare tale zona è quella riportata in figura 4.14.

Come si nota dalle immagini, dal punto di incernieramento della regolazione della convergenza partono cinque travi che si vanno a collegare con il braccio oscillante in corrispondenza dei punti di saldatura.

In questo modo tutti i carichi che arrivano dal montante, e una parte dei quali passa attraverso il braccio della regolazione della convergenza, si scaricano, attraverso i punti di saldatura, sul braccio triangolare.

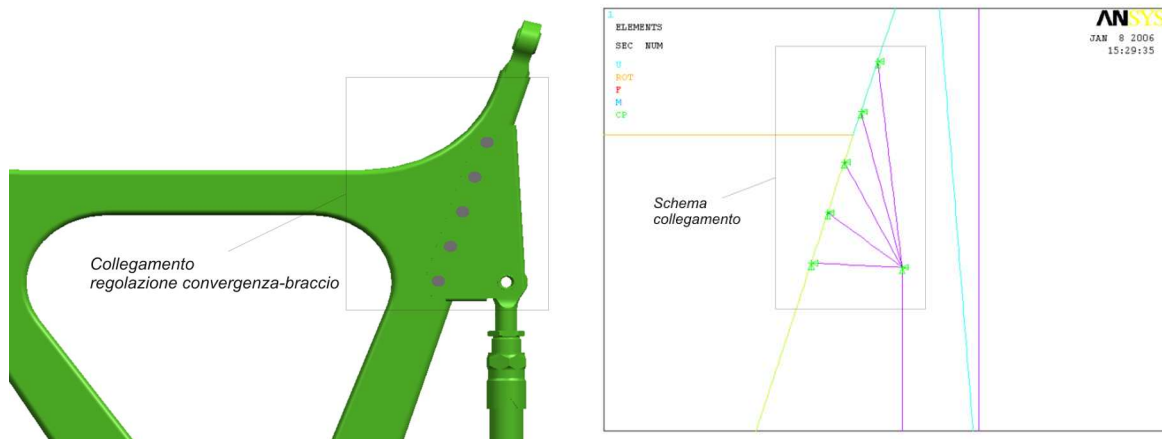


Fig. 4.14: Il collegamento *regolazione convergenza/braccio oscillante* e lo schema in ANSYS.

## Il montante

Il montante (Fig. 4.15) è un corpo dalla forma tozza e dalle sezioni importanti la cui schematizzazione con elementi monodimensionali ha senso solo per quanto riguarda il calcolo delle forze di interscambio tra i vari componenti che convergono su di esso.

Questo componente è stato generato su ANSYS grazie all'utilizzo di elementi monodimensionali a cui è stata associata una rigidità di gran lunga più alta di quella di molti altri componenti del gruppo sospensioni.

Logicamente lo schema così costruito, per rispecchiare la funzionalità del pezzo originale, deve mantenere le distanze relative dei punti di collegamento dell'ammortizzatore e del braccio oscillante con il montante stesso.

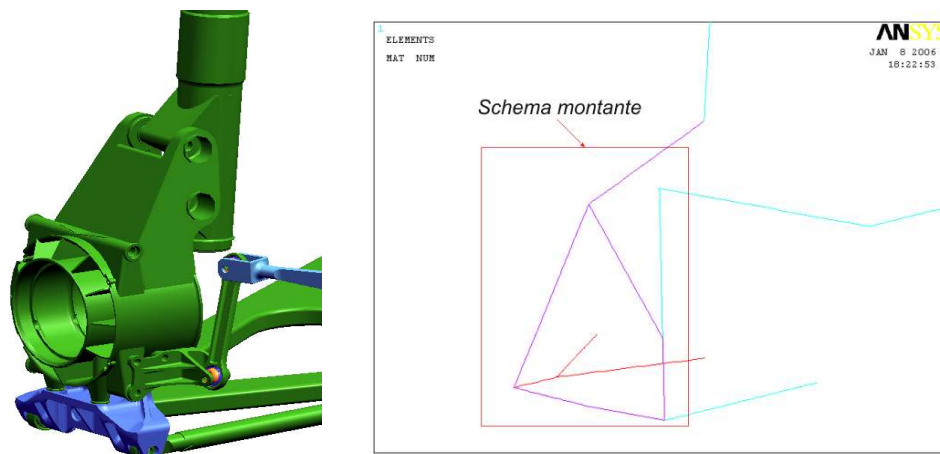


Fig. 4.15: Il montante e lo schema in ANSYS.

## Le cerniere sferiche

La modellazione delle cerniere, ma in genere la procedura sotto riportata è valida per qualsiasi tipo di vincolo. Si ottiene inserendo due nodi, appartenenti ad elementi diversi del modello, ma con le medesime coordinate, ed accoppiando i g.d.l. che si vuole siano coincidenti, lasciando liberi gli altri.

Nel caso particolare delle cerniere si accoppiano gli spostamenti e si lasciano libere le rotazioni.

Il tutto è stato ottenuto tramite il comando CP (coupled degrees of freedom) in uso nel software ANSYS.

## L'elemento elastico della sospensione Mac Pherson

L'elemento elastico montato sull'ammortizzatore Mac Pherson non è altro che una molla elicoidale di rigidezza  $K$  fissata direttamente sullo smorzatore grazie ad opportune sedi.

La sua rappresentazione sul modello di calcolo è stata eseguita tramite l'elemento asta LINK8 a cui sono state attribuite caratteristiche tali da poter equiparare la rigidezza estensionale della molla elicoidale con le proprietà geometriche e del materiale associate all'elemento.

Il tutto è stato eseguito tramite la nota relazione

$$K = EA/L$$

dove i termini sopra utilizzati non sono altro che:

- |                                       |                                    |
|---------------------------------------|------------------------------------|
| • $K=58860 [N/m]$                     | Rigidezza estensionale della molla |
| • $E=206 [GPa]$                       | Modulo di Young                    |
| • $A \simeq 1.54 \cdot 10^{-7} [m^2]$ | Area della sezione dell'asta       |
| • $L \simeq 0.54 [m]$                 | Lunghezza dell'asta                |

La geometria è stata ricostruita considerando una situazione di veicolo fermo e sottoposto al peso proprio. All'elemento LINK8 è stata associata una deformazione iniziale tale da poter avere il modello in tali condizioni, una volta applicate sulle ruote posteriori le forze di reazione del terreno.

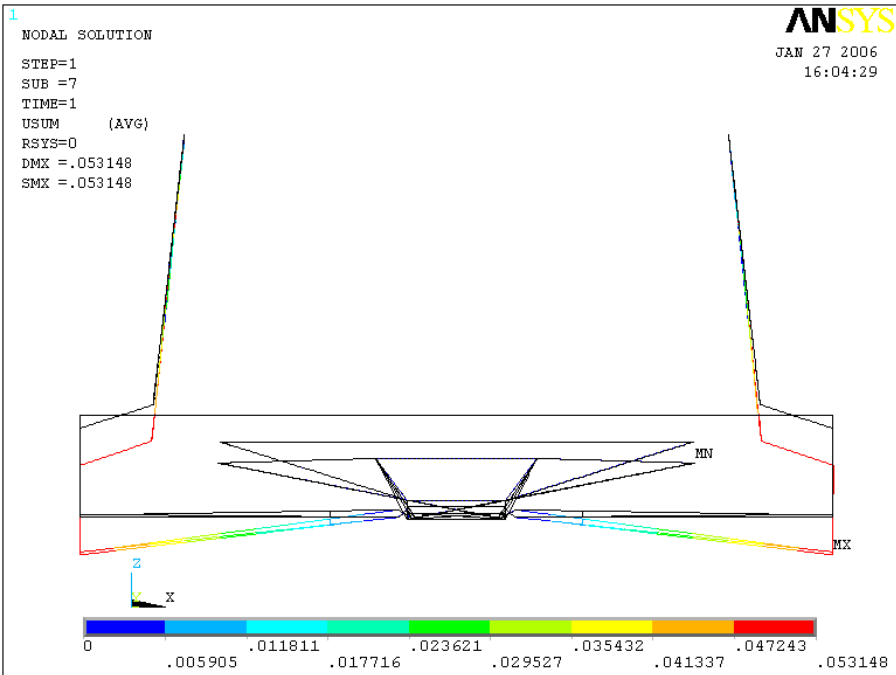


Fig. 4.16: Il modello completamente scarico.

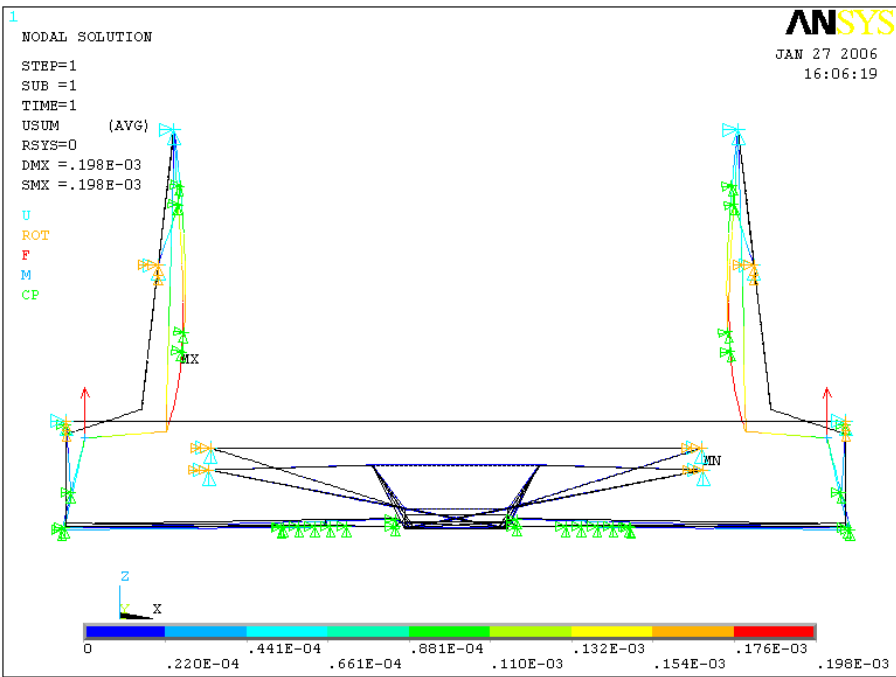


Fig. 4.17: Il modello sottoposto alla sola forza peso.

A tal proposito si rimanda alle figure 4.16, 4.17, facendo presente che tale deformazione iniziale fa sì che la molla ritorni in condizioni di riposo.

## Il differenziale

Il differenziale, montato direttamente sulla traversa (Fig. 3.4), essendo anch'esso un corpo tozzo di grosse dimensioni, non è facilmente schematizzabile e quindi il suo inserimento serve solo a rappresentare l'irrigidimento che la sua presenza comporta ed i carichi che esso trasmette alla traversa. La sua schematizzazione in ANSYS è visibile nella figura 4.18

Le forze trasmesse, variabili al variare della coppia erogata dal motore e dalla marcia inserita, verranno calcolate a parte ed applicate direttamente nei quattro punti di ancoraggio.

E' da notare che così procedendo, in modo particolare come se il tutto fosse ancorato su di un pezzo infinitamente rigido, non si tiene conto del fatto che le forze di reazione si scaricano in modo proporzionale alla rigidezza della zona di vincolo, motivo per cui nel modello destinato allo studio della traversa si procederà con una diversa schematizzazione.

In generale comunque sia la presenza del differenziale che la distribuzione dei carichi che esso trasmette non vanno ad influenzare, come logico che sia, i valori delle forze di interscambio tra traversa e braccio oscillante.

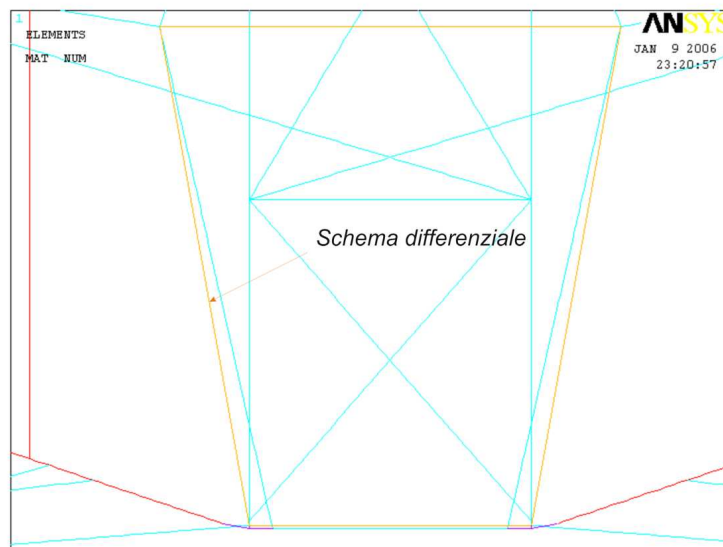


Fig. 4.18: La schematizzazione del differenziale in ANSYS.



## Lo smorzatore

Lo smorzatore è stato modellato tramite la "meshatura", ottenuta con i BEAM44, di linee coassiali a cui è stato lasciato un unico grado di libertà, lo scorrimento relativo lungo il loro asse.

Il tutto è stato ancora una volta ottenuto con il comando CP.

### 4.1.2 La mesh

La lunghezza di ogni singolo elemento della *mesh* è stata impostata tramite il comando *LESIZE* che calcola automaticamente il numero di divisioni da effettuare sulla linea da "meshare" arrotondando all'intero più vicino.

Durante questa fase ad ogni linea discretizzata sono state associate le giuste caratteristiche geometriche delle sezioni delle travi che compongono il gruppo sospensione reale. Nella figura 4.19, sono evidenziate, con colori diversi, le travi dotate sezioni differenti.

I BEAM44 sono in grado di raffigurare la reale forma della sezione della parte discretizzata ("meshata") il cui risultato finale, utile anche per giudicare la correttezza del modello, è visibile nella figura 4.20.

Il modello è dotato di parametri, molti dei quali di notevole importanza durante l'analisi di ottimizzazione. I parametri introdotti riguardano tutte le dimensioni relative alle travi che compongono la traversa, nonché le caratteristiche dei materiali utilizzati (Modulo di Young, Modulo di elasticità tangenziale, ecc.)

### 4.1.3 Le condizioni di vincolo

La traversa è ancorata al fondo della vettura tramite le quattro viti poste ai suoi vertici.

Nel caso in cui si consideri la zona di fissaggio infinitamente rigida, per quanto detto in §3.2, possiamo avvicinare il comportamento del vincolo a quello di un incastro e quindi bloccheremo tutti gli spostamenti e le rotazioni eccetto quella in direzione coassiale alla vite<sup>2</sup>.

Così facendo purtroppo non si tiene conto di inevitabili, anche se minimi, cedimenti dovuti al fatto che la zona di fissaggio non è infinitamente rigida.

---

<sup>2</sup>Mentre due delle tre rotazioni (quelle non coassiali alla vite) possono essere considerate bloccate in virtù dell'accoppiamento tra il perno di centraggio e la sua sede, nel caso della rotazione assiale non vi è niente che possa far pensare ad un bloccaggio di tale rotazione.

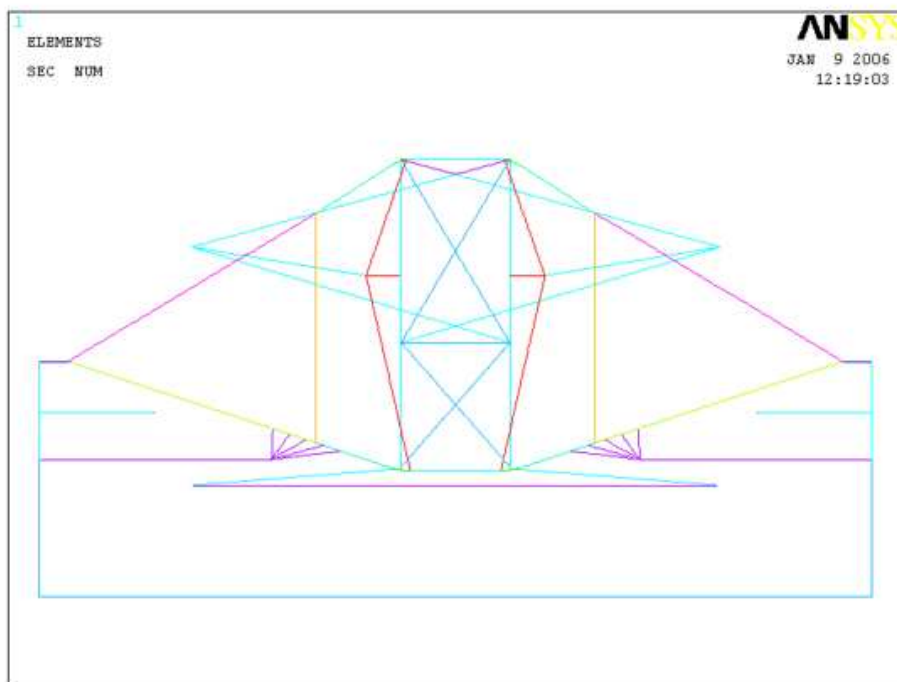


Fig. 4.19: La *mesh* e le diverse proprietà delle sezioni delle travi in ANSYS.

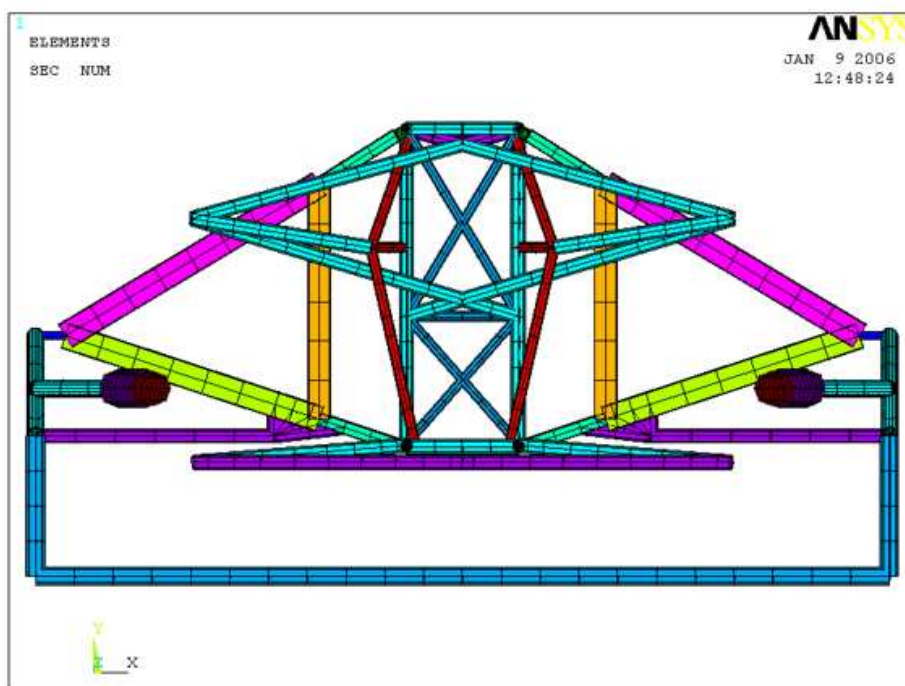


Fig. 4.20: Il modello finale ottenuto con i BEAM44.

Ciò determina nella realtà il comportamento del vincolo è intermedio tra quello di una cerniera e quello di una coppia rotoidale a cui è consentito un solo g.d.l., la rotazione intorno all'asse della vite.

Mentre, per quanto concerne le forze che si scambiano la traversa ed il braccio oscillante, assumere come vincolo una cerniera o la coppia superiore sopra descritta non ha praticamente alcuna influenza, nell'analisi della sola traversa le condizioni di vincolo ricopriranno un ruolo fondamentale e quindi alla loro schematizzazione deve essere posta particolare attenzione.

In generale, nella fase di ottimizzazione, sono utilizzati e confrontati i risultati ottenuti con le due situazioni estreme *coppia rotoidale-cerniera* come descritto in §6.5.

Lo schema di vincolo dei due ammortizzatori allo chassis è stato fatto tramite cerniere sferiche considerato che il duomo della sospensione si comporta, per piccoli spostamenti, in tale modo.

## 4.2 Il modello FEM per l'analisi della traversa

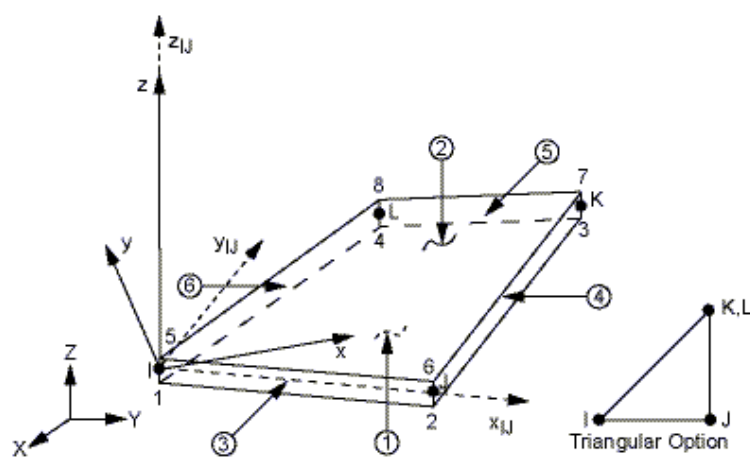
Il modello utilizzato per effettuare l'analisi della traversa (Fig. 4.22) è stato ottenuto direttamente dal precedente aggiungendovi gli SHELL63 (*guscio*) (Fig. 4.21), elementi di tipo bidimensionale a quattro nodi aventi sei g.d.l. per nodo ed in grado di reagire con sforzi membranali e flessionali.

Ciò è stato fatto per poter schematizzare, come elementi piani, i "fazzoletti di rinforzo", non potendo prescindere dalla loro introduzione. Infatti essi giocano un ruolo fondamentale per lo studio della rigidezza della traversa.

Mentre nella traversa reale i pannelli sono saldati a coppie in corrispondenza del diametro esterno delle travi che li ospitano (Fig. 4.23), nel modello di calcolo i "fazzoletti di rinforzo" sono posti in corrispondenza del centro delle travi a sezione anulare ed hanno uno spessore pari alla somma di quello di ogni coppia di pannelli reali (Fig. 4.24).

Inoltre è stata eseguita una nuova schematizzazione del differenziale che permetterà di rappresentare in una maniera più idonea le forze di interscambio differenziale/traversa dovute alle coppie derivanti dall'albero di trasmissione e dai semiassi (§6.2.1).

Per quanto concerne i vincoli valgono le medesime considerazioni fatte in precedenza.



$x_{IJ}$  = Element x-axis if ESYS is not supplied.

$x$  = Element x-axis if ESYS is supplied.

Fig. 4.21: SHELL63: la geometria, la posizione dei nodi ed il sistema di riferimento.

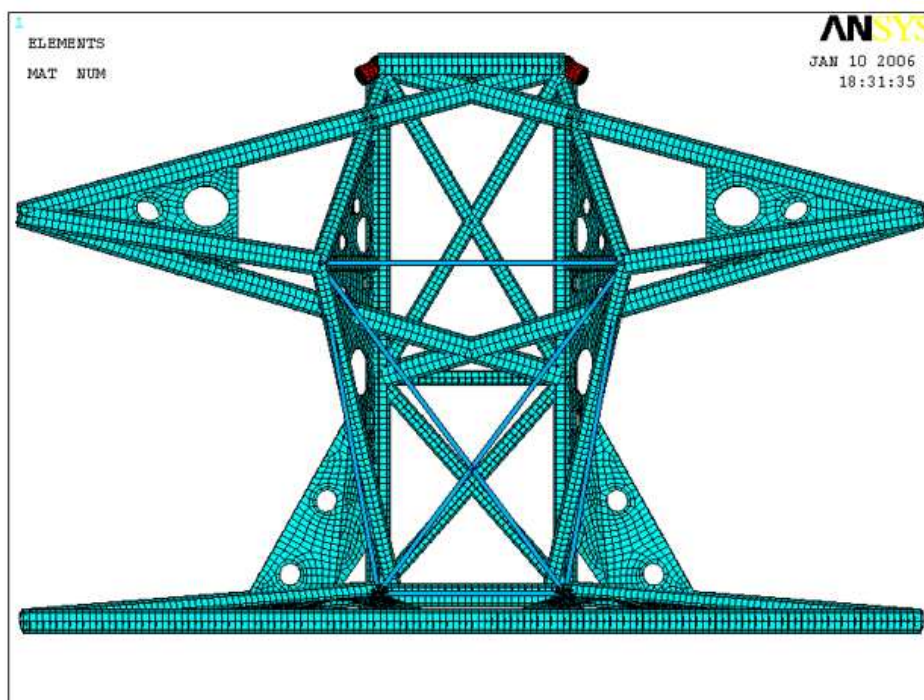


Fig. 4.22: Il modello della traversa per lo studio di ottimizzazione.



Fig. 4.23: I "fazzoletti di rinforzo" nella traversa reale.

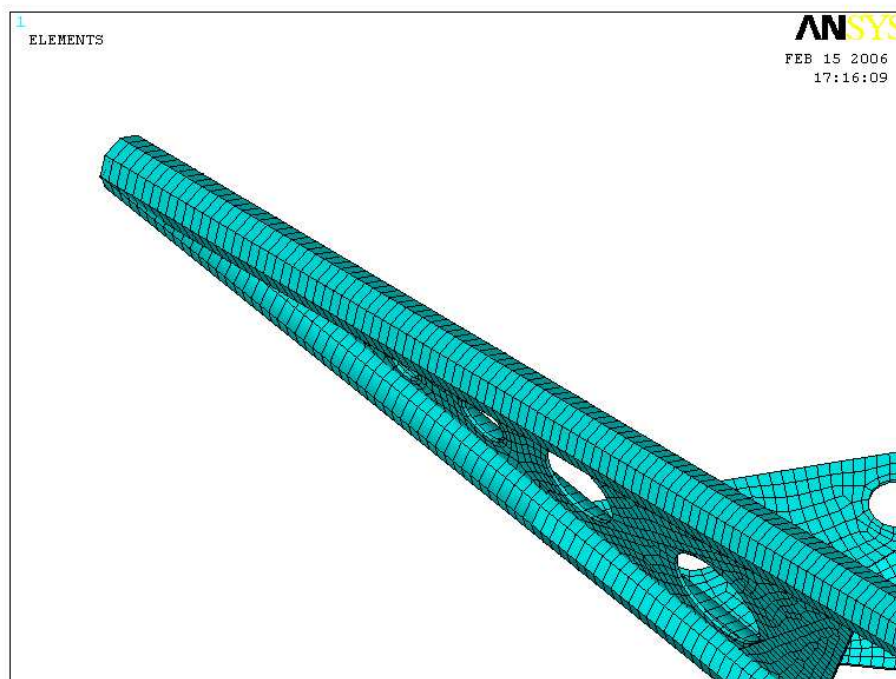


Fig. 4.24: I "fazzoletti di rinforzo" nel modello in ANSYS.

# Capitolo 5

## Le condizioni di carico

Nel presente capitolo sono esposte le procedure che hanno portato alla determinazione delle forze di interscambio pneumatico/asfalto e differenziale/traversa. La determinazione di tali forze è stata necessaria per poter valutare, tramite il modello FEM presentato in §4, i carichi di progetto in seguito utilizzati nella fase di ottimizzazione della traversa.

Le forze che nascono sul pneumatico durante il moto saranno ricavate tramite l'ausilio dell'equazioni di equilibrio del *modello monotraccia*, semplice modello matematico atto a caratterizzare il comportamento dinamico del veicolo, e di dati rilevati sperimentalmente.

In questa sede viene fatta una breve descrizione di come si arriva alle equazioni di equilibrio del modello, rimandando a testi specializzati [8, 9] per una trattazione più vasta e completa. La definizione delle equazioni è stata fatta per far comprendere, anche agli utenti meno esperti, le scelte prese all'interno del capitolo.

### 5.1 Dal veicolo reale al modello per la determinazione delle forze pneumatico/asfalto

Il modello di calcolo, detto *modello monotraccia* (single track model), presenta l'introduzione di alcune ipotesi semplificative dalle quali non si può prescindere se si vuole un modello di veicolo relativamente semplice ma in grado di descrivere gli aspetti salienti del moto.

Le ipotesi a cui si fa riferimento, e di seguito riportate, sono:

- Strada piana ed orizzontale e velocità di avanzamento circa costante
  - Con questa ipotesi si trascura lo scuotimento ed il beccheggio

- Curve ad ampio raggio e velocità non troppo elevata
  - Con questa ipotesi si trascura il rollio<sup>1</sup>
- Angoli di sterzo piccoli
  - Con questa ipotesi gli angoli di sterzo  $\delta_i$  e  $\delta_e$  (Fig. 5.1) delle due ruote sono praticamente uguali
- Massa delle ruote molto piccola rispetto alla massa globale del veicolo
  - Con questa ipotesi la rotazione delle ruote rispetto all'asse di sterzo non fa variare la posizione del baricentro dell'intero veicolo ed inoltre la loro rotazione ha una piccola influenza sulla dinamica del veicolo.
- L'asse di sterzo è considerato verticale
- La carrozzeria è considerata perfettamente rigida

L'introduzione di queste ipotesi fa ottenere un unico corpo rigido in moto piano la cui dinamica è facilmente studiabile.

### 5.1.1 Le equazioni di equilibrio che regolano il modello

Considerando la velocità assoluta del baricentro  $\mathbf{V}_G = (u, v, \theta)$  e quella angolare del veicolo  $\Omega = (\theta, \dot{\theta}, r)$ , avente una sola componente nulla, ovvero la velocità di imbardata, e riferendoci al sistema di *assi corpo*, a cui si fa riferimento nel §1.3, si ottengono, in riferimento alla figura 5.1, le seguenti *equazioni di equilibrio*:

$$\begin{aligned}
 m(\dot{u} - vr) &= (F_{x_{11}} + F_{x_{12}}) - (F_{y_{11}} + F_{y_{12}})\delta + (F_{x_{21}} + F_{x_{22}}), \\
 m(\dot{v} + ur) &= (F_{x_{11}} + F_{x_{12}})\delta + (F_{y_{11}} + F_{y_{12}}) + (F_{y_{21}} + F_{y_{22}}), \\
 J\dot{r} &= [(F_{x_{11}} + F_{x_{12}})\delta + (F_{y_{11}} + F_{y_{12}})]a - (F_{y_{21}} + F_{y_{22}})b \\
 &\quad - [(F_{x_{11}} - F_{x_{12}}) + (F_{x_{21}} - F_{x_{22}}) - (F_{y_{11}} - F_{y_{12}})\delta] \frac{t}{2}
 \end{aligned} \tag{5.1}$$

Dove con  $\delta$  si intende l'angolo di rotazione delle due ruote, che essendo molto piccolo, come da ipotesi, consente di porre  $\sin \delta \simeq \delta$  e  $\cos \delta \simeq 1$ ; con  $m$  la massa del veicolo; con  $t$  la carreggiata, considerata per semplicità uguale per l'avantreno e per il retrotreno, e

---

<sup>1</sup>Trattando una macchina da competizione, avente quindi elementi elastici delle sospensioni molto rigidi anche nella percorrenza di curve ad elevata velocità, il rollio non è rilevante.

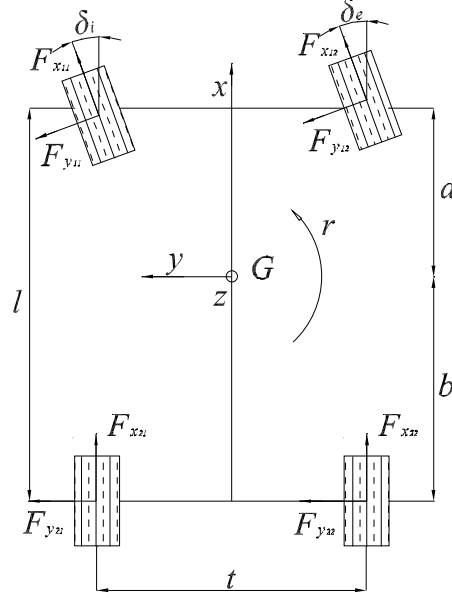


Fig. 5.1: Le forze agenti sul modello di veicolo.

con  $J=J_z$  il momento d'inerzia rispetto all'asse  $z$ . Sono state inoltre trascurate le forze aerodinamiche ed eventuali forze laterali dovute alla presenza di vento.

Sommando i contributi delle ruote di uno stesso assale ponendo:

$$\begin{aligned}
 F_{x_1} &= F_{x_{11}} + F_{x_{12}} \\
 F_{x_2} &= F_{x_{21}} + F_{x_{22}} \\
 F_{y_1} &= F_{y_{11}} + F_{y_{12}} \\
 F_{y_2} &= F_{y_{21}} + F_{y_{22}}
 \end{aligned} \tag{5.2}$$

combinando le (5.1) con le (5.2) si ottiene una formulazione più compatta delle equazioni di equilibrio che adesso compaiono nella forma:

$$\begin{aligned}
 m(\dot{u} - vr) &= F_{x_1} - F_{y_1}\delta + F_{x_2} \\
 m(\dot{v} + ur) &= F_{x_1}\delta + F_{y_1} + F_{y_2} \\
 J\dot{r} &= (F_{x_1}\delta + F_{y_1})a - F_{y_2}b
 \end{aligned} \tag{5.3}$$

è stato così ottenuto il modello monotraccia (Fig. 5.2).

Per giungere alle (5.3) sono state eseguite comunque ulteriori semplificazioni dovute al fatto che la ripartizione della coppia motrice di uno stesso asse (caso di differenziale non autobloccante) dia origine a  $F_{x_{11}} = F_{x_{12}}$  e  $F_{x_{21}} = F_{x_{22}}$ , inoltre è prassi comune trascurare



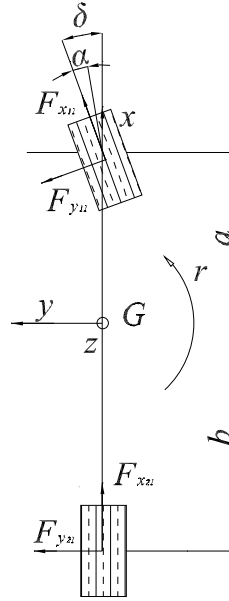


Fig. 5.2: Il modello monotraccia.

il termine  $(F_{y11} - F_{y12})\delta\frac{t}{2}$ , che comunque, nel caso di angoli di sterzo  $\delta$  molto piccoli, è ragionevolmente trascurabile.

E'buona norma trattare anche la ripartizione dell'equilibrio tra assale anteriore e posteriore; ciò non è stato fatto in questa sede poichè non indispensabile per le analisi svolte in seguito. Per una trattazione più completa di tutto ciò che è stato accennato nel presente capitolo si rimanda a testi specializzati [8, 9].

La Punto Super 2000 è un veicolo 4WD con ruote sterzanti sull'assale anteriore (del resto il modello qui proposto prevedeva la sola sterzata delle ruote anteriori), di conseguenza le nostre equazioni di equilibrio saranno proprio le 5.3.

Qualora si vadano a considerare curve ad ampio raggio con valori dell'angolo di sterzo  $\delta$  molto piccolo<sup>2</sup>, è consentito, in prima approssimazione, eliminare i termini in cui compare  $\delta$  riuscendo a disaccoppiare le equazioni precedenti ed ottenere un sistema in cui compaiono solo  $F_{y1}$  e  $F_{y2}$

$$\begin{cases} m(\dot{v} + ur) = F_{y1} + F_{y2} \\ Jr = F_{y1}a - F_{y2}b \end{cases} \quad (5.4)$$

Nel caso di moto a *regime stazionario*<sup>3</sup> la 6.1 assume una formulazione ancora più

<sup>2</sup>Quando parliamo di angoli di sterzo molto piccoli intendiamo valori di massimo  $15^\circ \simeq 0,26rad$ .

<sup>3</sup>Con *regime stazionario* (condizioni stazionarie di funzionamento) si intende una situazione in cui le grandezze  $u$ ,  $v$ ,  $r$ ,  $\delta$  e quindi anche gli angoli di deriva  $\alpha_1$  ed  $\alpha_2$  (§1.1) rimangono costanti nel tempo.

semplice:

$$\begin{cases} mur = F_{y_1} + F_{y_2} \\ F_{y_1}a - F_{y_2}b = 0 \end{cases} \quad (5.5)$$

Poiché stiamo parlando di veicolo in percorrenza di curva per completezza bisogna introdurre anche il trasferimento di carico  $\Delta F_{z_{ij}}$ , che altro non è che la variazione del carico verticale sulla singola ruota dovuto alla nascita delle forze laterali.

In base alle ipotesi fatte in precedenza poiché il carico verticale globale che agisce sulle due ruote di uno stesso assale rimane praticamente costante<sup>4</sup> si può supporre che la diminuzione di carico della ruota interna alla curva sia compensato dall'aumento di quella esterna. Considerando la situazione di regime stazionario si può porre:

$$F_{y_1} + F_{y_2} = mur = Y$$

$$k_\phi = k_{\phi_1} + k_{\phi_2}$$

$$d = \frac{bd_1 + ad_2}{l}$$

$$\phi = Y \frac{h - d}{k_\phi}$$

dove con  $k_{\phi_1}$  e  $k_{\phi_2}$  si sono indicate le rigidezze al rollio (rif. §1.4), con  $d$  la distanza tra il terreno e la traccia dell'intersezione di un piano contenente il baricentro con l'asse di rollio e con  $\phi$  l'angolo di rollio. Tramite l'equilibrio alla rotazione di ogni assale rispetto all'asse di rollio si perviene quindi a (Fig. 5.3):

$$\begin{aligned} \Delta F_{z_1} &= \frac{1}{t_1} \left( \frac{b}{l} d_1 + \frac{k_{\phi_1}}{k_\phi} (h - d) \right) Y \\ \Delta F_{z_2} &= \frac{1}{t_2} \left( \frac{a}{l} d_2 + \frac{k_{\phi_2}}{k_\phi} (h - d) \right) Y \end{aligned} \quad (5.6)$$

che non sono altro che i trasferimenti di carico su ciascun assale in funzione dei parametri costruttivi della vettura e della forza laterale  $Y$ .

La forza tangenziale dovuta al contatto ruota/pneumatico che nasce dipende dal *coefficiente di aderenza*  $\mu_0$  che poi non è altro che il valore medio del coefficiente di attrito statico pneumatico/strada. Parleremo invece di aderenza limite  $\mu_1$  quando vi è uno strisciamento macroscopico tra ruota e strada.

---

<sup>4</sup>Per la precisione ci sarebbe un piccolo trasferimento di carico dovuto alle equazioni di equilibrio rispetto al piano verticale a quello stradale, non trattate in questa sede.

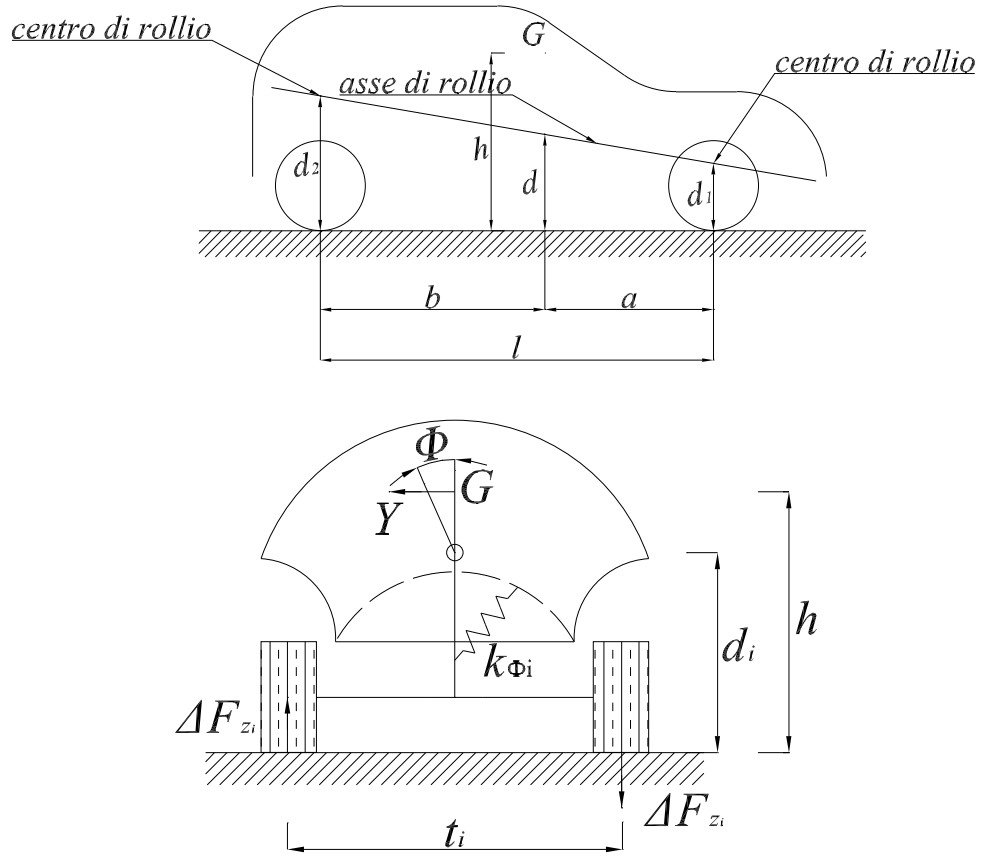


Fig. 5.3: Il trasferimento di carico.

Possiamo dire che in generale il coefficiente d'aderenza dipende da molti fattori e, pur essendo il più rilevante di tutti la velocità di strisciamento tra le due superfici a contatto, non dobbiamo dimenticarci la temperatura dei pneumatici e la loro pressione di gonfiaggio, motivo per cui mettere in relazione  $\mu_0$  e  $\mu_1$  risulta un problema molto complesso.

Senza addentrarci nei vari modelli di pneumatico, ricordando che uno dei più noti è il "modello a spazzola" (brush model), e dei legami matematici formulati per mettere in relazione i due coefficienti di in questa sede si pone:

$$\mu_0 = \mu_1$$

$$F_t^{max} = \mu_0 F_z$$

Dove con  $F_z$  s'intende la forza verticale globale, dovuta alla pressione di contatto distribuita sull'impronta a terra del singolo pneumatico, mentre con  $F_t^{max}$  la forza tangen-

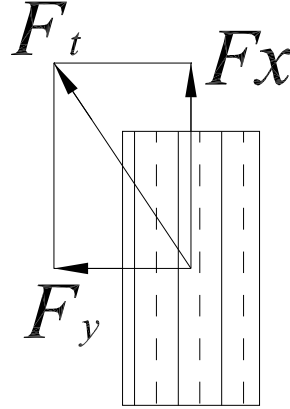


Fig. 5.4: La forza tangenziale pneumatico/strada.

ziale massima su ogni singola ruota.

Facendo riferimento al sistema di coordinate cartesiano relativo alla ruota (§1.1) il valore di  $F_t^{max}$  sarà espresso da

$$F_t^{max} = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}. \quad (5.7)$$

La  $F_t^{max}$  quindi è data come somma vettoriale della forza longitudinale  $F_x$  e di quella laterale  $F_y$ , il cui valore nella realtà varia in funzione di moltissimi parametri tra cui il carico verticale  $F_z$ , l'angolo di camber  $\gamma$  e l'angolo di deriva  $\alpha^5$ .

Quanto sopra è stato fatto sia per mancanza di dati sia per mancanza di dati, sia per porci in una situazione cautelativa riguardo alle forze pneumatico/asfalto.

Inoltre possiamo giustificare i risultati ottenuti in seguito.

## 5.2 Le forze pneumatico/asfalto sulla Punto super 2000 in condizioni di "normale funzionamento"

Per l'analisi di ottimizzazione della traversa si considerano dei carichi derivanti da una situazione di percorrenza in curva in condizioni stazionarie e non troppo estreme, ma sicuramente impegnative, dette di "normale funzionamento"<sup>6</sup>. In modo particolare si è deciso di prendere, riferendoci al sistema di riferimento assi corpo (§1.3), un'accelerazione

<sup>5</sup>Per chiunque volesse approfondire questo argomento si rimanda ancora una volta a [8, 9]

<sup>6</sup>In realtà, con riferimento ai carichi verticali agenti sui pneumatici posteriori, si vede che le condizioni trovate non sono estreme ma molto impegnative in quanto la ruota interna alla curva tende quasi a staccarsi dal terreno.

$a \simeq 1,41m$	semi passo anteriore
$b \simeq 1,13m$	semi passo posteriore
$d \simeq -0,003m$	distanza <i>strada/asse di rollio</i> in corrispondenza di $G$
$d_1 \simeq -0,019m$	distanza <i>strada/centro di rollio</i> anteriore
$d_2 \simeq 0,017m$	distanza <i>strada/centro di rollio</i> posteriore
$h \simeq 0,445m$	altezza da terra del baricentro
$k_{\phi_1} \simeq 1420 \frac{Nm}{deg}$	rigidezza al rollio anteriore
$k_{\phi_2} \simeq 1520 \frac{Nm}{deg}$	rigidezza al rollio posteriore
$m = 1350Kg$	massa totale in ordine di marcia
$t_2 \simeq 1,6m$	carreggiata posteriore

Tab. 5.1: Grandezze caratteristiche della Punto super 2000

laterale  $ur$  pari a  $1,2g$  e di considerare il veicolo soggetto a forze verticali derivanti dalla sola forza peso.

A questo punto grazie alle equazioni 5.6 ed alle assunzioni prese riguardo la forza tangenziale massima che nasce sul pneumatico, utilizzando le grandezze caratteristiche relative alla Punto super 2000 (tab. 5.1), si giunge alle forze che vanno a sollecitare il gruppo sospensioni posteriore i cui valori, con riferimento alla figura 5.2, sono riassunti nella tabella 5.2.

I valori così ottenuti, se si escludono le forze  $F_5$ , sono compatibili con le ipotesi di ruota in deriva pura ( $F_x = 0$ ) (in realtà anche durante la percorrenza di una curva in condizione di regime stazionario nascono, anche se di piccola entità, delle forze longitudinali) e coefficiente d'aderenza  $\mu_0 = \mu_1 = 1.2$

Cautelativamente, e per ottenere dei carichi di progetto più severi, sono state aggiunte delle forze longitudinali acceleratrici  $F_a = F_5$  o frenanti  $F_f = F_5$ , rispettivamente di  $3000N$  e  $5000N$ .

Ciò è stato fatto per favorire la sicurezza, essendo comunque consci che si va contro le ipotesi fatte di ruota in deriva pura, e di conseguenza si otterrebbero valori di forze laterali  $F_y$ , in base alla (5.7), minori di quelle calcolate, ma il tutto è a favore della sicurezza.

Con  $F_6$  ed  $F_7$  ci riferiamo alle forze trasmesse dal differenziale la cui determinazione è riportata in §5.3.

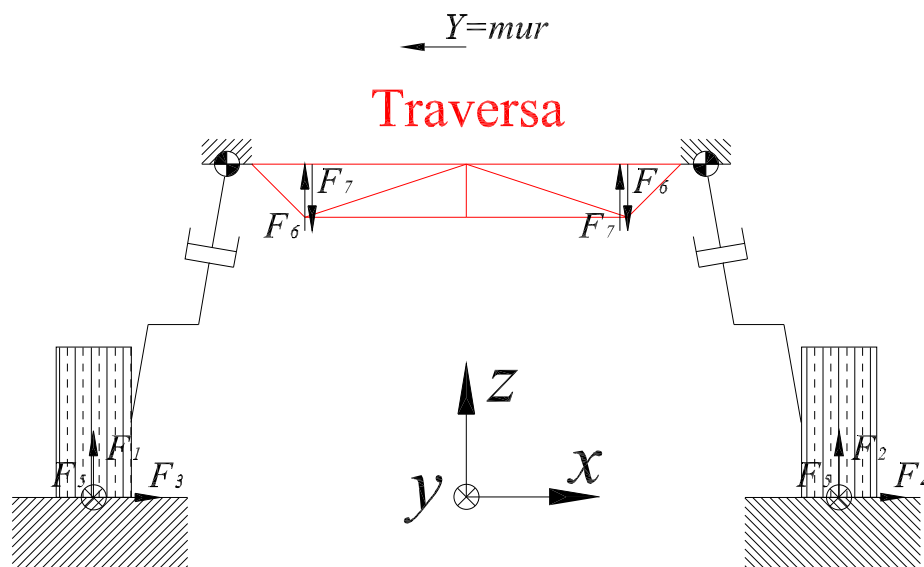


Fig. 5.5: Le forze pneumatico/asfalto in condizioni di "normale funzionamento".

Percorrenza in condizioni di "normale funzionamento"

	$F_1(N)$	$F_2(N)$	$F_3(N)$	$F_4(N)$	$F_5(N)$	$F_6(N)$	$F_7(N)$	$ur(g)$
<b>Accelerazione</b>	5319	567	6383	680	3000	2318	5332	1.2
<b>Frenata</b>	5319	567	6383	680	-5000	0	0	1.2

Tab. 5.2: Forze agenti sui pneumatici posteriore durante la percorrenza in condizioni di "normale funzionamento".

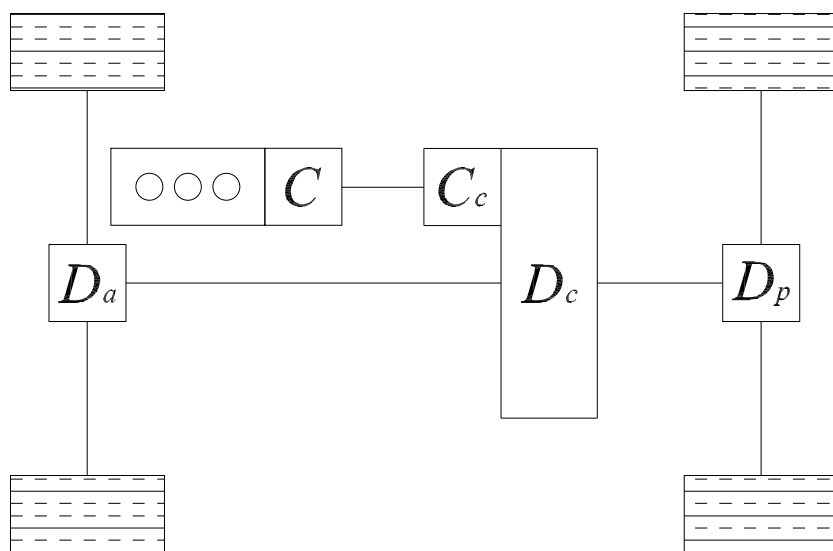


Fig. 5.6: Schema della trasmissione della Fiat Punto super 2000.

### 5.3 Le forze trasmesse dal differenziale

Il differenziale posteriore è montato sulla traversa del gruppo sospensioni della vettura tramite quattro punti di ancoraggio (§3.2) e di conseguenza la coppia derivante dall'albero di trasmissione e dai due semiassi, nel caso di motore in "tiro", si scarica direttamente sulle zone di fissaggio.

Con riferimento alla figura 5.6 ed assumendo come ipotesi<sup>7</sup>:

- Il 75 % della coppia derivante dal motore va al ponte posteriore
- La marcia di percorrenza è la I
- Non si considerano le perdite, nella trasmissione, dovute all'attrito ( $\eta_{tot} = 1$ )
- Le ruote dell'assale posteriore sono nelle medesime condizioni di aderenza

sono stati calcolati i valori della coppia  $C_t$  applicata all'albero di trasmissione e di quella  $C_s$  derivante da ogni semiasse. Di seguito sono riportate le semplici equazioni che le regolano

$$C_t = C_m 9.81 \cdot 0.75 \cdot \tau_I \cdot \tau_{C_c} \cdot \tau_{D_c} \quad (5.8)$$

$$C_s = \frac{C_m \cdot \tau_{D_p}}{2} \quad (5.9)$$

dove con  $C_m = 24.3 Kg/m$  e  $\tau_I = 41/12$  sono definite rispettivamente la coppia massima del motore e il rapporto di trasmissione della prima marcia. Per quanto riguarda invece tutti gli altri simboli e valori si faccia riferimento a quanto riportato in § 2.2.2.

Dall'equilibrio della scatola del differenziale (Fig. 5.7) e con riferimento alla figura 5.8 si ottengono quindi le quattro forze agenti sulla traversa i cui valori numerici sono:

$$F_6 = 2318N$$

$$F_7 = 5332N$$

Il calcolo così effettuato non tiene conto, come già accennato, del fatto che le reazioni vincolari tendono a ripartirsi in modo proporzionale alla rigidità della zona dei vincoli sovrabbondanti che sorreggono il differenziale. Per tale motivo si deve testare la correttezza di tale ripartizione sul modello della traversa in ANSYS.

---

<sup>7</sup>Nonostante queste ipotesi prese vanno contro la situazione di veicolo in regime stazionario, presa per

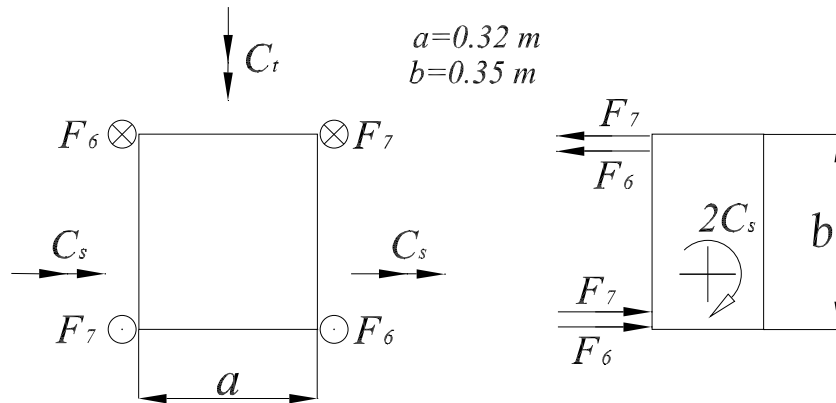


Fig. 5.7: L'equilibrio sulla scatola del differenziale.

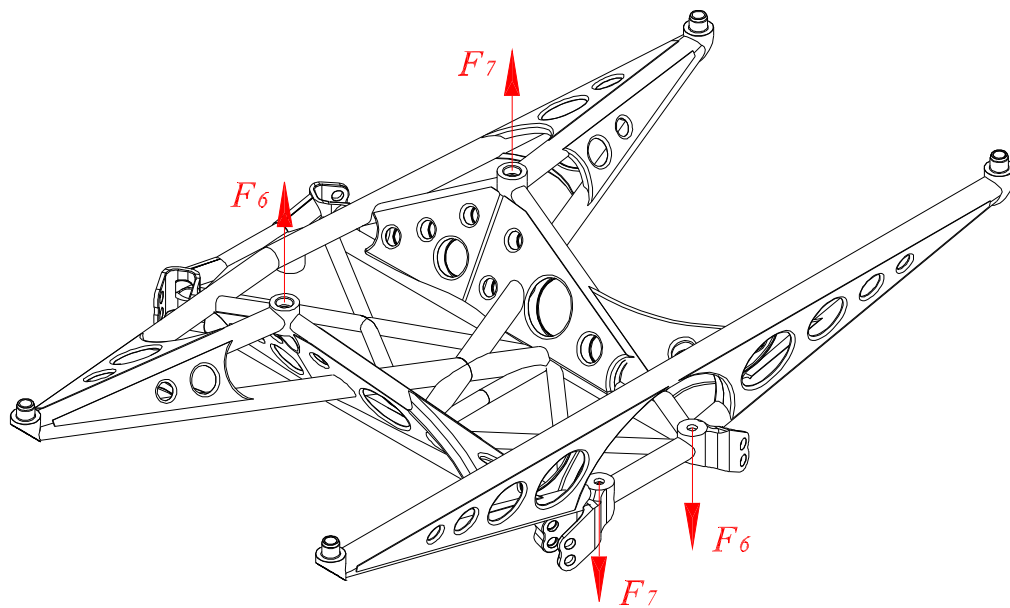


Fig. 5.8: Le forze trasmesse dal differenziale alla traversa.

## 5.4 Le forze pneumatico/asfalto sulla Punto super 2000 in condizioni critiche

Mentre per il processo di ottimizzazione sono stati utilizzati carichi in situazione di percorrenza "al limite" ma sicuramente non estrema, per verificare la resistenza della traversa si conviene l'uso di carichi ben più elevati.

Conseguenza di ciò è stata quella di aumentare le forze laterali e quelli verticali atte-

---

trovare i valori delle forze laterali pneumatico/asfalto, daranno sicuramente dei valori dei carichi a favore della sicurezza.



Percorrenza in condizioni critiche

	$F_1(N)$	$F_2(N)$	$F_3(N)$	$F_4(N)$	$F_5(N)$	$F_6(N)$	$F_7(N)$	$ur(g)$
<b>Accelerazione</b>	8262	3510	20000	680	3000	2318	5332	1.2
<b>Accelerazione</b>	3510	8262	-20000	6383	3000	2318	5332	-1.2
<b>Frenata</b>	8262	3510	20000	680	-5000	0	0	1.2
<b>Frenata</b>	3510	8262	-20000	6383	-5000	0	0	-1.2

Tab. 5.3: Forze agenti sulle ruote posteriore durante la percorrenza in condizioni critiche.

nendoci a condizioni rilevate sperimentalmente.

In modo particolare, a seconda delle situazioni ipotizzate, di seguito riportate, la  $F_3$  è sostituita con la forza  $F_p = \pm 20KN$  che altro non è che il valore del carico di picco strutturale usato come *forza assiale* per il dimensionamento dei cuscinetti dei semiassi posteriori.

Relativamente alle forze  $F_1$  ed  $F_2$  ad esse è stato aggiunto un carico verticale, trasmesso dal terreno, pari a  $2943N$ .

Tale valore è quello che si ha a fine compressione della molla dell'ammortizzatore e che deriva da uno scuotimento di circa  $50mm$ .

E' stato preso a riferimento tale situazione poichè lo scuotimento di  $\pm 50mm$ , ed in modo particolare la compressione fino a  $+50mm$ , è quello che si verifica più frequentemente, come registrato in rilievi sperimentali, durante la percorrenza in pista con il veicolo in assetto da strada.

Le forze sopra riportate sono state aggiunte a quelle precedentemente ottenute dalla situazione di percorrenza in condizioni di "normale funzionamento" ritenendo comunque di dar origine a situazioni ben più critiche e quindi sicuramente idonee ad uno studio di resistenza. Come si evince da quanto sopra è stata considerata una situazione di compressione dell'ammortizzatore combinata con un urto laterale. Poteva essere presa a riferimento anche una fase di espansione o neutra (veicolo soggetto al solo peso proprio), ma i risultati ottenuti tramite il modello FEM hanno fatto notare che le diverse posizioni assunte dal braccio oscillante nell'intorno della posizione d'equilibrio di  $\pm 50mm$  non hanno ripercussioni evidenti sui carichi che agiscono sulla traversa.

La situazione considerata per effettuare le prove è inoltre quella che dà i valori assoluti maggiori della forza di interscambio *braccio oscillante/traversa* in prossimità della cerniera sferica posteriore sinistra.

Situazioni di sospensione a fine corsa in compressione ("a tampone") od in estensione, associate a forze laterali di  $20KN$  non sono state considerate poichè sono molto meno

frequenti ed in alcuni casi eccessivamente critiche per il comportamento dinamico della vettura.

In definitiva sono state trovate quattro situazioni "critiche", vedi tabella 5.3, con riferimento alle figure 5.5, 5.8, da considerare durante lo studio di prima approssimazione per la resistenza degli elementi della traversa.

## Capitolo 6

# L'ottimizzazione strutturale della traversa

Una volta costruiti i modelli di calcolo (Cap. 4) e definite le condizioni di carico (Cap. 5) abbiamo a disposizione tutti quegli strumenti che permettono di effettuare le analisi strutturali del nostro gruppo sospensione.

Questo capitolo tratta dell'ottimizzazione strutturale e dell'analisi di resistenza della traversa.

Lo studio riguardante la resistenza è comunque un'analisi di massima che si limita a verificare la solidità degli elementi tubolari senza trattare nello specifico nè le saldature, nè tutti quegli elementi "tozzi" (zone giunzione *traversa/chassis*, *braccio oscillante/traversa*), che fanno parte della traversa, la verifica dei quali andrà poi effettuata in un secondo tempo con opportuni sotto modelli.

### 6.1 La verifica del corretto funzionamento del modello FEM per la determinazione dei "*carichi di progetto*"

Poiché da ora in poi tutte le prove effettuate prevederanno l'applicazione di carichi esterni agenti sulle ruote posteriori della vettura per non incappare in errori è bene fare presente che:

- Tutti i carichi che agiscono sui pneumatici sono considerati applicati al centro dell'impronta a terra. Poiché nel modello di calcolo tali forze sono state poste all'altezza

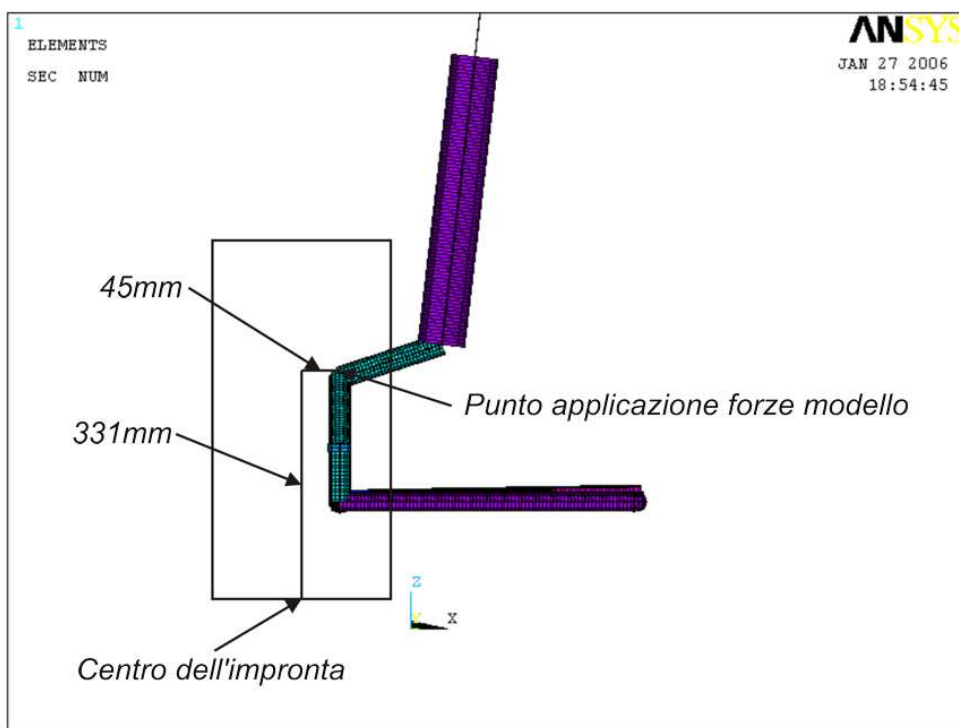


Fig. 6.1: Il punto di applicazione dei carichi sul modello.

del centro ruota ed in prossimità del cuscinetto del semiasse (Fig. 6.1), sono stati sempre riportati gli opportuni momenti di trasporto.

- All'elemento elastico della sospensione era stata associata una deformazione iniziale in modo tale da poterci trovare nella posizione "zero"<sup>1</sup> del modello quando al centro dell'impronta a terra vengono applicate forze uguali a metà del peso proprio agente sul posteriore.
- Tutti i momenti di trasporto a centro ruota vengono automaticamente calcolati una volta applicate le forze.

Costruito il modello necessario per la determinare dei carichi che il braccio oscillante esercita sulla traversa, detti "carichi di progetto", poi utilizzati durante l'analisi di ottimizzazione e resistenza, è buona norma verificare se il suo comportamento è veritiero. Per far ciò sono state effettuate le prove di seguito riportate:

<sup>1</sup>Per posizione "zero" del modello si intende la posizione che assumono, rispetto al sistema di riferimento assoluto, gli elementi che compongono il modello FEM secondo le coordinate che gli sono state assegnate in fase di costruzione.

- L'escursione dell'ammortizzatore sotto carichi esterni
- Le forze traversa/braccio oscillante

## L'escursione dell'ammortizzatore sotto carichi esterni

Con riferimento ai dati riguardanti l'ammortizzatore e riportati in § 3.2 sono state effettuate le seguenti quattro prove:

- L'escursione sotto un carico verticale di  $5886N$
- L'escursione sotto un carico verticale di  $8829N$
- Il fine corsa in compressione sotto un carico verticale di  $15000N$
- Il fine corsa in estensione sotto un carico verticale di  $-15000N$

Applicando su ogni ruota del nostro modello un carico statico verticale di  $5886N$  (Fig. 6.2), si nota che l'ammortizzatore subisce un'escursione di  $53mm$  contro i  $50mm$  teorici che si dovrebbero avere se ci ponessimo su di un sistema di riferimento solidale alla sospensione ed avente come asse Z quello dello smorzatore.

Tale piccola differenza ( $\simeq 6\%$ ) è dovuta al fatto che in realtà il nostro modello ci dà "in uscita" l'escursione a centro ruota che non può essere confrontata direttamente con l'escursione dell'ammortizzatore senza prima trovare una *rigidezza equivalente* a centro ruota.

Poichè la posizione dell'ammortizzatore è praticamente verticale non è stata calcolata una rigidezza equivalente ritenendo il valore ottenuto confacente ad un corretto funzionamento del modello.

Le prove effettuate con forze verticali di  $8829N$ ,  $15000N$  e  $-15000N$ , sono state eseguite con una procedura analoga a quella appena descritta, ed hanno dato tutti dei risultati soddisfacenti i cui valori sono stati riassunti, per maggiore chiarezza, nella tabella 6.1.

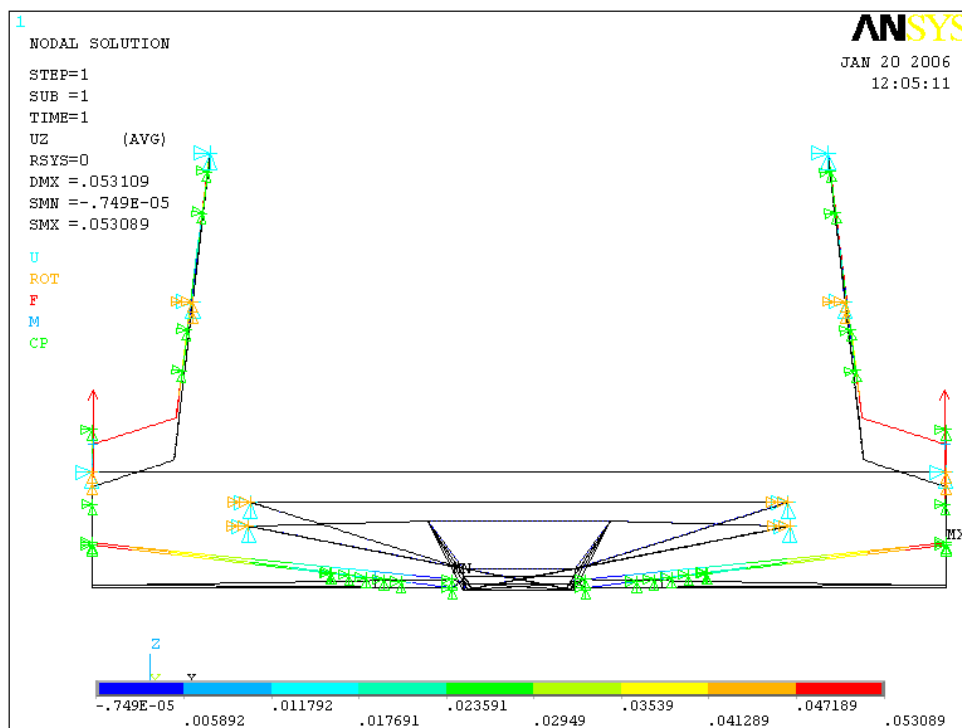


Fig. 6.2: L'escursione dell'ammortizzatore sotto un carico di 5886N.

#### Escursione della sospensione

	5886N	8829N	15000N	-15000N
Escursione a centro ruota (mm)	53	106	108	-160
Escursione teorica della sospensione (mm)	50	100	105	-156

Tab. 6.1: L'escursione della sospensione causata dall'applicazione di carichi verticali.

### Le forze traversa/braccio oscillante

Per valutare l'attendibilità dei valori delle forze (i carichi di progetto) in prossimità delle cerniere sferiche, atte a trasmettere il movimento relativo tra il braccio oscillante e la traversa, è stato fatto un semplice calcolo manuale e confrontato il risultato ottenuto con quello che dà in uscita ANSYS.

I VALORI OTTENUTI IN ANSYS E LA VERIFICA MANUALE

	ANSYS	Verifica manuale	Scostamento ANSYS/verifica
$\mathbf{F}_{4_x} (N)$	20542	19974	+3%
$\mathbf{F}_{5_x} (N)$	4543	5110	-11%
$\mathbf{F}_{4_x} + \mathbf{F}_{5_x} (N)$	25085	25084	0%

Tab. 6.2: Le forze traversa/braccio oscillante ottenute tramite verifica manuale ed il loro valore in ANSYS.

Applicati alla ruota i seguenti carichi<sup>2</sup>:

$$F_x = -20000N$$

$$F_z = 2943N$$

prendendo come ipotesi:

- tutto il carico verticale si scarica sul duomo della sospensione ( $F_{1_z} = F_z$ )
- $F_{3_x} = F_{2_x}$
- la forza riportata a centro ruota è simmetrica rispetto ai carichi di reazione  $F_{3_x}$  e  $F_{2_x}$  (in realtà sarebbe spostata verso il posteriore di circa 9mm il 5% dell'intera distanza)

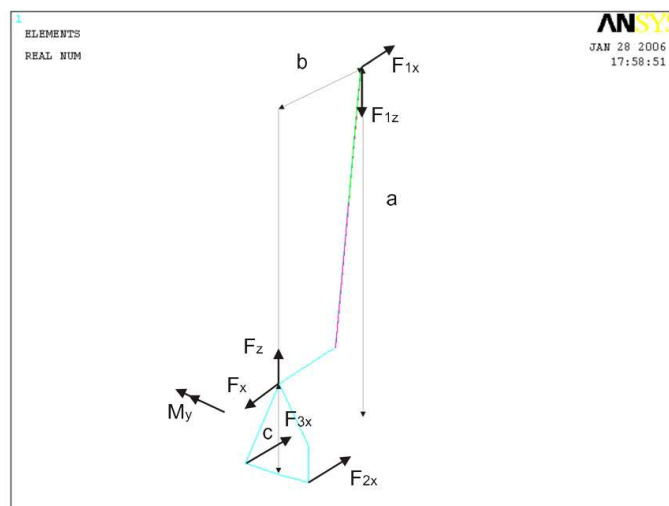
e risolto, con riferimento alle figure 6.3 (a),(b), il sistema che segue, avente come incognite  $F_{1_x}$ ,  $F_{2_x}$ ,  $F_{3_x}$ ,  $F_{4_x}$ ,  $F_{5_x}$

$$\begin{cases} F_{1_x} + F_{2_x} + F_{3_x} = F_x \\ F_{1_x}a + F_{1_z}b - F_xc + M_y = 0 \\ F_{3_x} = F_{2_x} \\ F_{2_x}(f + d) + F_{3_x}d - F_{4_x}(e + d) = 0 \\ F_{4_x} + F_{5_x} - F_{3_x} - F_{2_x} = 0 \end{cases}$$

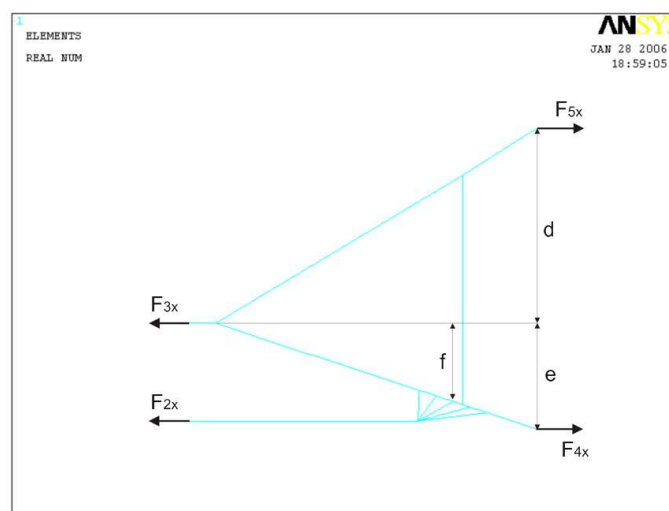
si ottengono dei valori di  $F_{4_x} = 19974N$  ed  $F_{5_x} = 5110$ .

Come si nota dalla tabella 6.2 i valori calcolati da ANSYS non si discostano di molto da quanto ottenuto tramite la verifica manuale ritenendo l'errore dovuto alle ipotesi prese,

<sup>2</sup>Nella figura 6.3 (a) si nota anche la presenza del momento di trasporto  $M_y$  ottenuto dall'operazione di trasporto delle forze dal centro dell'impronta a terra a centro ruota.



(a) La schematizzazione del montante e della sospensione in ANSYS.



(b) La schematizzazione del braccio oscillante in ANSYS.

Fig. 6.3: La verifica manuale delle forze traversa/braccio oscillante ottenute in ANSYS.

alla distribuzione della forza di interscambio tra la zona della regolazione della convergenza ed il braccio oscillante ed alle, se pur piccole, inevitabili deformazioni della traversa che non è un corpo infinitamente rigido.

In definitiva possiamo ritenere il modello soddisfacente sia per quanto riguarda il comportamento in fase di escursione delle sospensioni sia per quel che concerne il calcolo dei "carichi di progetto".



## 6.2 La verifica del corretto funzionamento del modello FEM per l'analisi della traversa

Prima di procedere all'ottimizzazione della traversa ancora una volta deve essere verificato se il modello di calcolo, utilizzato per questo scopo, ha un comportamento in grado di fornire in uscita dei risultati accettabili.

Per questo motivo sono state fatte le verifiche di convergenza che riguardano gli spostamenti e le tensioni; inoltre è stata introdotta una nuova schematizzazione del differenziale che meglio si confà ad un corretto funzionamento del modello.

### 6.2.1 La nuova schematizzazione del differenziale

Come già mostrato in §4.1.1 inizialmente il differenziale era stato schematizzato semplicemente unendo tra di loro, con elementi aventi un modulo di Young maggiorato di almeno tre ordini di grandezza rispetto agli altri elementi, i punti di ancoraggio del componente meccanico in questione con la traversa<sup>3</sup>.

Poi in tali punti erano state inserite le forze che il differenziale (Fig. 6.4) scambia con la traversa secondo lo schema descritto in §5.3 e la cui soluzione era stata ottenuta immaginando in pratica la traversa come infinitamente rigida (in realtà, come ogni componente reale, non lo è).

Così facendo è stato simulato sicuramente abbastanza bene l'irrigidimento fornito alla zona dal differenziale ma non abbiamo certezza della reale distribuzione delle reazioni vincolari che, nei sistemi iperstatici, tendono a ripartirsi in maniera proporzionale alla rigidità della zona di vincolo.

Per questo motivo è stato deciso di confrontare la prima schematizzazione eseguita per rappresentare il differenziale con un nuovo schema (Fig. 6.5). Come si può ben notare in questo nuovo modello oltre a collegare tra di loro i quattro punti di ancoraggio i medesimi vengono uniti, sempre tramite elementi rigidi, con un nuovo punto inserito al centro dell'immaginario rettangolo costituito dal differenziale. In corrispondenza di questo nuovo punto vengono inseriti i valori dei momenti torcenti che i semiassi e l'albero di trasmissione trasmettono al differenziale.

---

<sup>3</sup>Collegando tra di loro i quattro punti di ancoraggio facciamo in modo che in fase di deformazione tutti e quattro i punti in questione giacciono sempre sul medesimo piano, cosa che possiamo pensare veritiera quando il differenziale è montato sul pezzo ed ancorato ad esso tramite collegamento bullonato (§3.2).

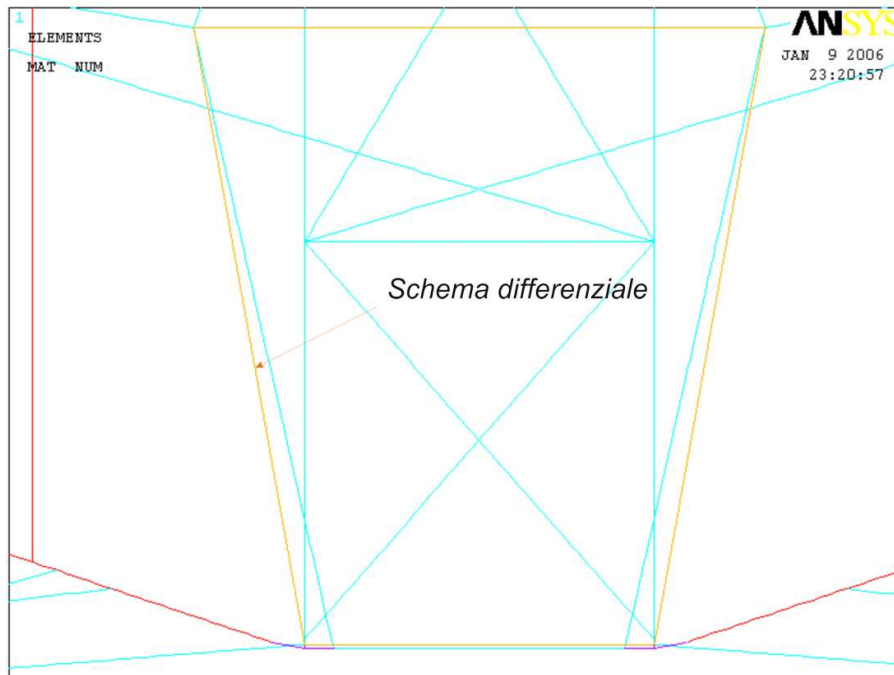


Fig. 6.4: La prima schematizzazione del differenziale in ANSYS.

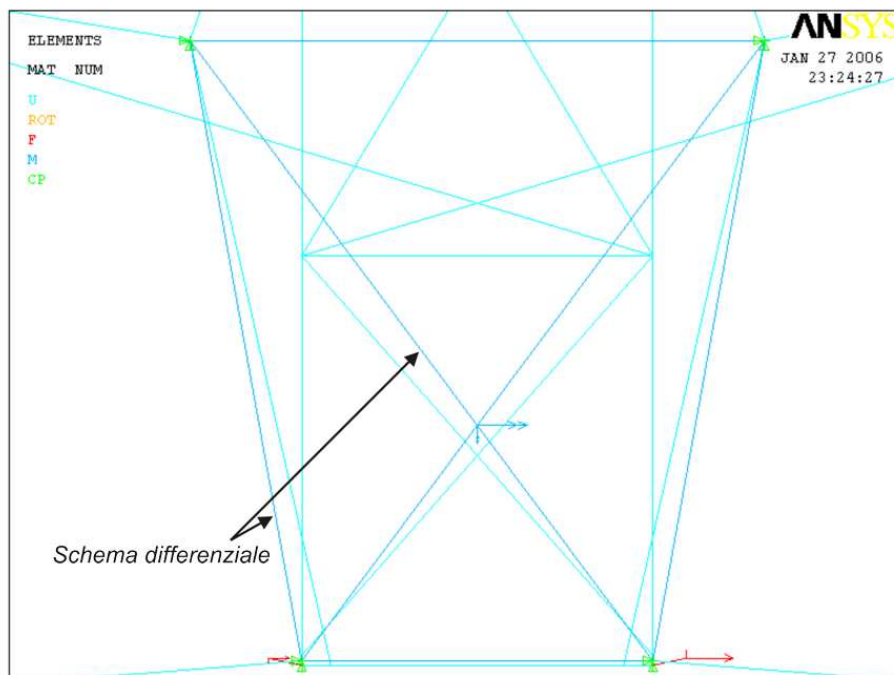


Fig. 6.5: Il nuovo schema del differenziale in ANSYS.

Così facendo si evita di mettere delle forze equivalenti, agenti in corrispondenza della zona di ancoraggio traversa/differenziale, ma si fa in modo che vengano direttamente calcolate dal programma.

Una volta eseguito il tutto si confrontano le deformazioni della traversa, sotto l'azione delle forze trasmesse dal differenziale, calcolate con i due diversi modelli.

Quale valore di riferimento per il confronto verrà preso il punto avente lo spostamento massimo (DMX), a tal proposito si osservi le figure 6.6, 6.7 e la tabella 6.3.

Come si nota dalle figure 6.6, 6.7 le deformazioni assumono in pratica la stessa forma, come potevamo aspettarci, ma il valore dello spostamento massimo, che appare nel medesimo punto per entrambi i modelli, è decisamente inferiore nel secondo caso.

Per questo motivo possiamo ritenere la distribuzione delle forze equivalenti così come era stata fatta non è veritiera.

Lo schema adottato per il differenziale e per l'introduzione dei carichi (i momenti trasmessi dal semiasse e dall'albero di trasmissione) d'ora in poi sarà quello presentato in figura 6.7 ritenendo questa nuova schematizzazione sicuramente più attendibile a rappresentare sia le deformazioni della traversa sotto le forze motrici che una più corretta rappresentazione delle forze di interscambio traversa/differenziale.

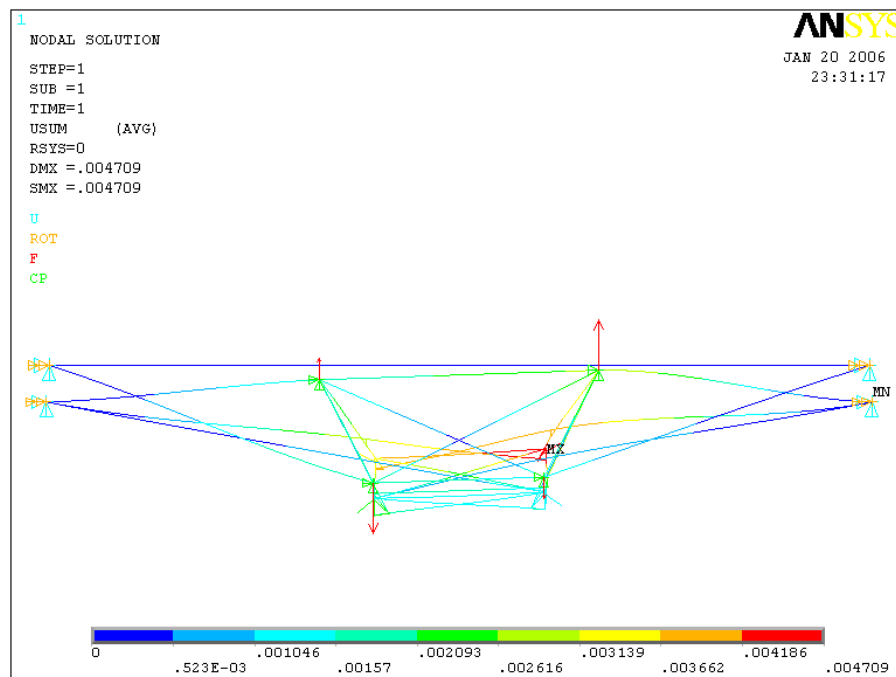


Fig. 6.6: Il comportamento del modello con le forze equivalenti traversa/differenziale.

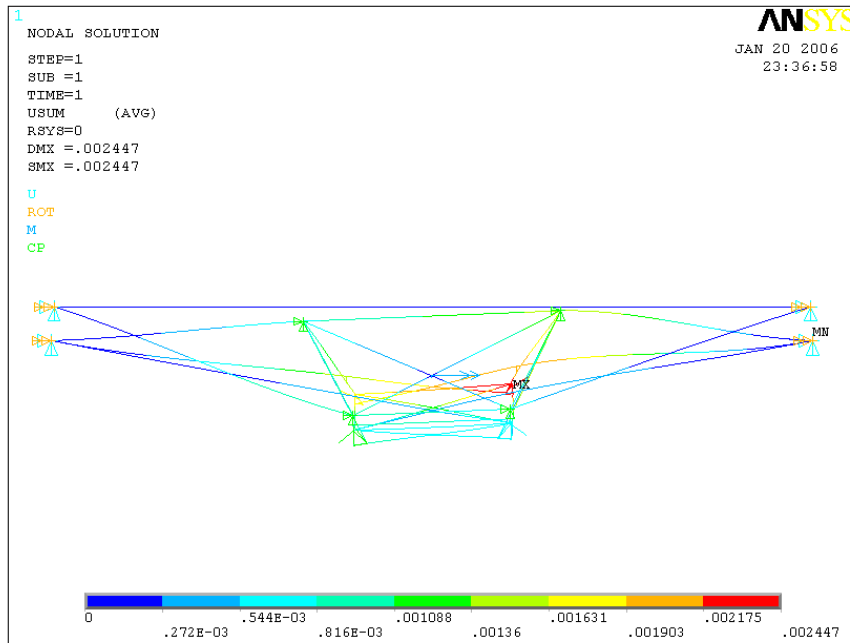


Fig. 6.7: Il comportamento del modello con i momenti reali trasmessi dai semiassi e dalla trasmissione.

### I MODELLI DI CARICO TRAVERSA DIFFERENZIALE

	DMX
Lo spostamento massimo reale ( $mm$ )	2,447
Lo spostamento massimo con forze equivalenti ( $mm$ )	4,709

Tab. 6.3: Confronto tra gli spostamenti massimi (USUM) dei due modelli di carico traversa/differenziale.

## 6.2.2 La sensibilità del modello al parametro regolante la *mesh*

L'attendibilità dei risultati è sicuramente sempre funzione del numero di elementi in cui viene suddiviso il modello<sup>4</sup>, motivo per cui, prima di ritenere validi i valori d'uscita di qualsiasi software FEM, è buona norma verificare la convergenza dei risultati al variare dei parametri che regolano la stessa discretizzazione.

All'interno del nostro modello l'unico parametro utilizzato è la dimensione degli elementi, che può essere cambiata opportunamente tramite il comando *LESIZE* (§4.1.2).

Per valutare i valori da assegnare alla lunghezza degli elementi e capire quando i risultati

<sup>4</sup>L'operazione di discretizzazione ("*meshatura*") è la base di partenza per la soluzione di qualsiasi problema tramite il metodo degli elementi finiti.

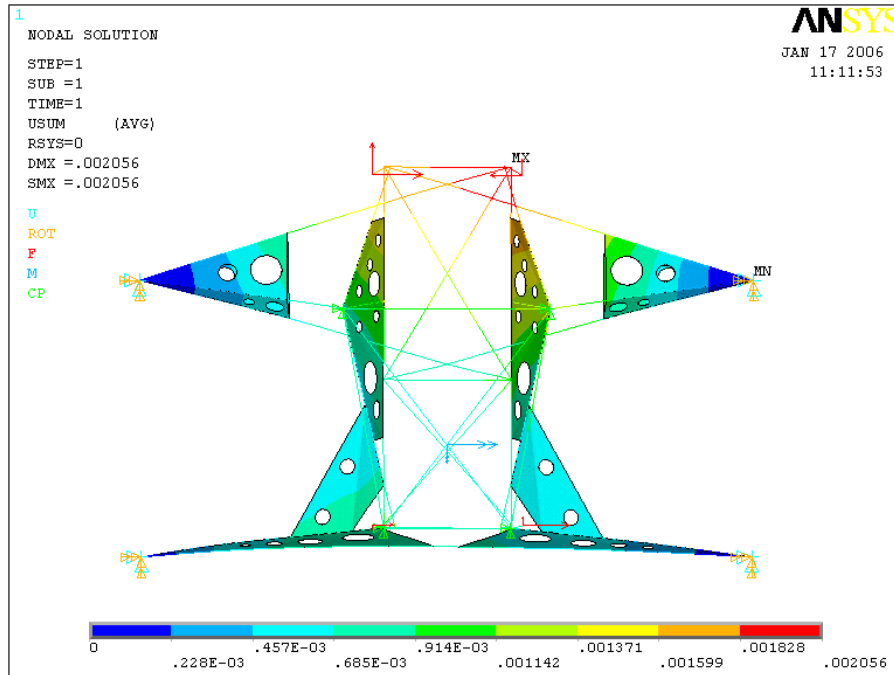


Fig. 6.8: Lo spostamento massimo con lunghezza degli elementi pari a 5mm.

convergono sono state effettuate le seguenti prove:

- Lo spostamento massimo al variare dell'infittimento
- La tensione massima al variare dell'infittimento

Come parametri di riferimento sono stati presi lo spostamento massimo e la tensione massima poiché sono quelli che riutilizzeremo in fase di ottimizzazione.

## Lo spostamento massimo al variare dell'infittimento

Per capire dopo quali valori i risultati relativi allo spostamento massimo (DMX) convergono tutti al medesimo risultato sono state fatte varie prove, inserendo come forze esterne che vanno a caricare la traversa quelle relative ai carichi di progetto derivanti da una situazione di accelerazione in condizioni di "normale funzionamento" (§6.3) (Fig. 6.8).

Come si può notare dal grafico della figura 6.9 una convergenza completa si ha per valori della lunghezza degli elementi del nostro modello FEM  $\leq 3mm$ , anche se dobbiamo

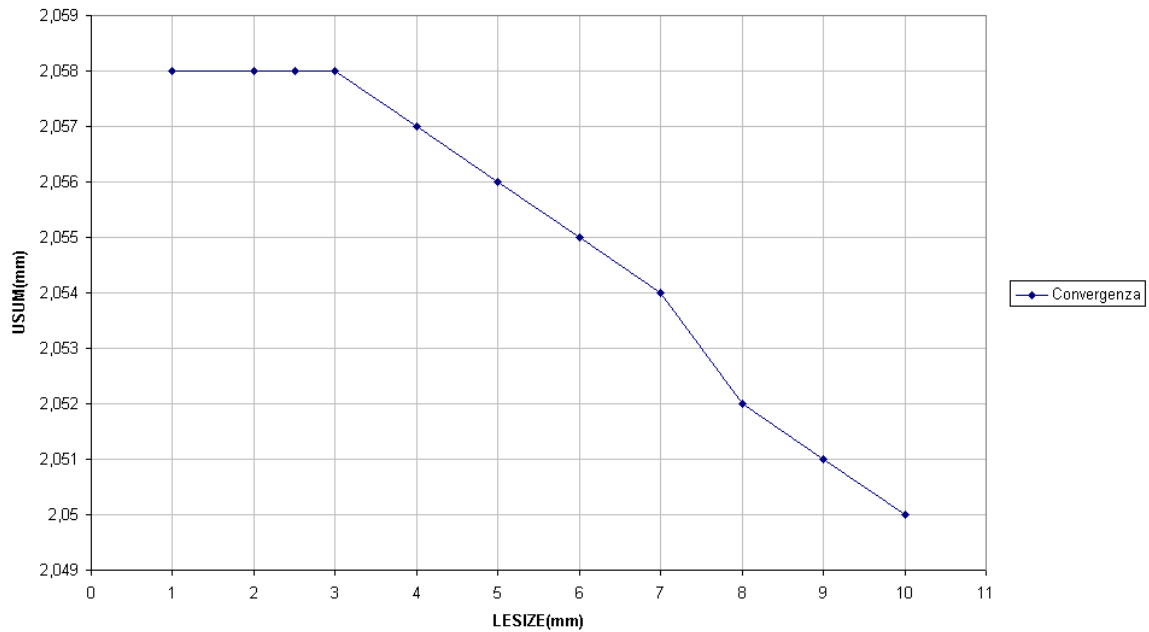


Fig. 6.9: La convergenza dello spostamento massimo al variare della lunghezza degli elementi della mesh.

dire che già per valori di lunghezza associata agli elementi decisamente superiori si hanno dei risultati praticamente identici<sup>5</sup>.

## La tensione massima al variare dell'infiltramento

Con un procedimento analogo a quello precedente è stata studiata la convergenza della tensione massima. Si fa presente che tale valore è calcolato dal programma considerando le sole tensioni normali ( $\sigma$ ) dovute alle *forze normali* ed ai *momenti flettenti*, al variare della mesh trascurando tutte le tensioni tangenziali; ciò è dovuto al fatto che i BEAM44 non sono in grado di fornire le tensioni tangenziali ( $\tau$ ) derivanti dal taglio e dal momento torcente.<sup>6</sup>

Con riferimento alle figure 6.10, 6.11 si nota come anche in questo caso la convergenza

<sup>5</sup>In pratica si può dire che per quanto riguarda la rigidezza non vi è una grossa dipendenza dai parametri che regolano la "mesh".

<sup>6</sup>Dalla teoria di Scienza delle costruzioni si apprende come nelle travi a sezione anulare in corrispondenza del bordo esterno, dove le tensioni normali ( $\sigma$ ) dovute alla flessione sono massime, le tensioni tangenziali ( $\tau$ ) relative al taglio sono nulle mentre sono massime le tensioni tangenziali ( $\tau$ ) dovute alla torsione. In seguito vedremo che tale cosa non darà comunque alcun tipo di problema per quanto riguarda le tensioni equivalenti di von Mises.

è completa dopo  $5mm$  anche se per valori superiori si ottengono risultati praticamente identici.

Da ora in poi si associa agli elementi della mesh una lunghezza di  $5mm$  che ci permette di avere un'ottima convergenza e tempi di calcolo molto brevi ( $\simeq 40sec$  per la traversa comprensiva di tutti i pannelli, valori inferiori con minor numero di pannelli). Si è cercato di non scendere mai al disotto di tale valore poiché è stato verificato che ciò innalzerebbe di parecchio i tempi di calcolo durante la fase di ottimizzazione.

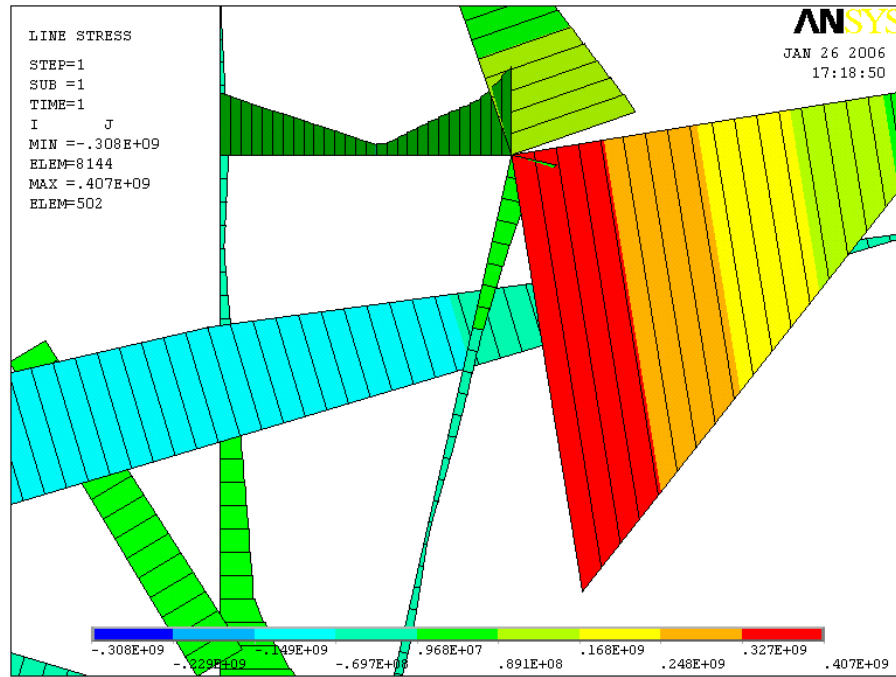


Fig. 6.10: La tensione massima con lunghezza degli elementi pari a  $5mm$ .

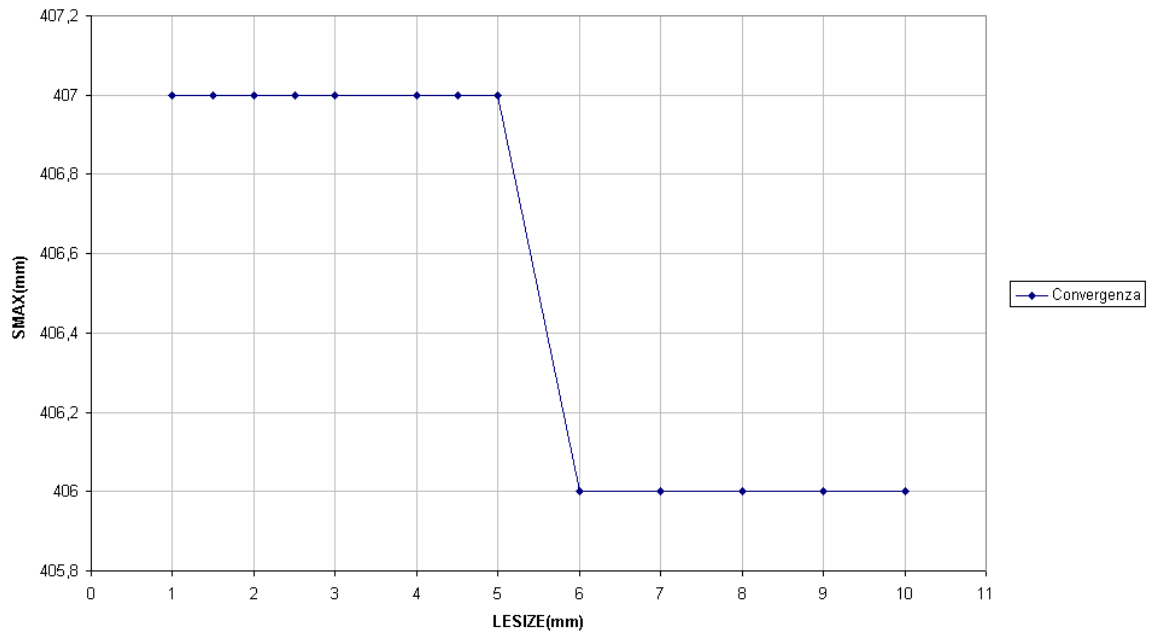


Fig. 6.11: La convergenza della tensione massima al variare della lunghezza degli elementi della mesh.

### 6.3 La determinazione dei "carichi di progetto"

Condizione indispensabile per effettuare l'ottimizzazione e la verifica di resistenza è quella di determinare i valori dei carichi di progetto che andranno a sollecitare la traversa in fase di percorrenza dell'autoveicolo, e che saranno ricavati attenendoci alle condizioni di "normale funzionamento" e a quelle critiche.

Applicando i carichi agenti sui pneumatici presentati in §5.2 al modello per la determinazione delle forze (Fig. 6.12) si estrapolano i risultati cercati.

Con riferimento alla figura 6.13 nelle tabelle 6.4, 6.5, 6.6, 6.7, 6.8, 6.9 sono così riportati valori ottenuti in corrispondenza delle zone di attacco traversa/braccio oscillante.

Da ora in poi tutti i carichi derivanti dalle situazioni di percorrenza in condizioni di "normale funzionamento" verranno detti *carichi base* mentre quelli derivanti dalle situazioni critiche *carichi critici*.



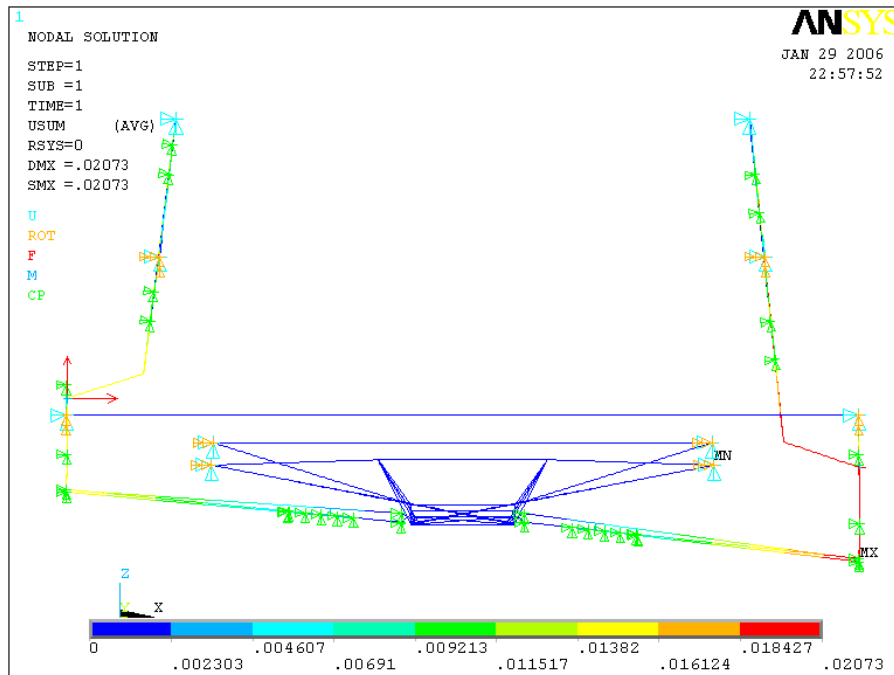


Fig. 6.12: La traversa sottoposta a carichi base in accelerazione.

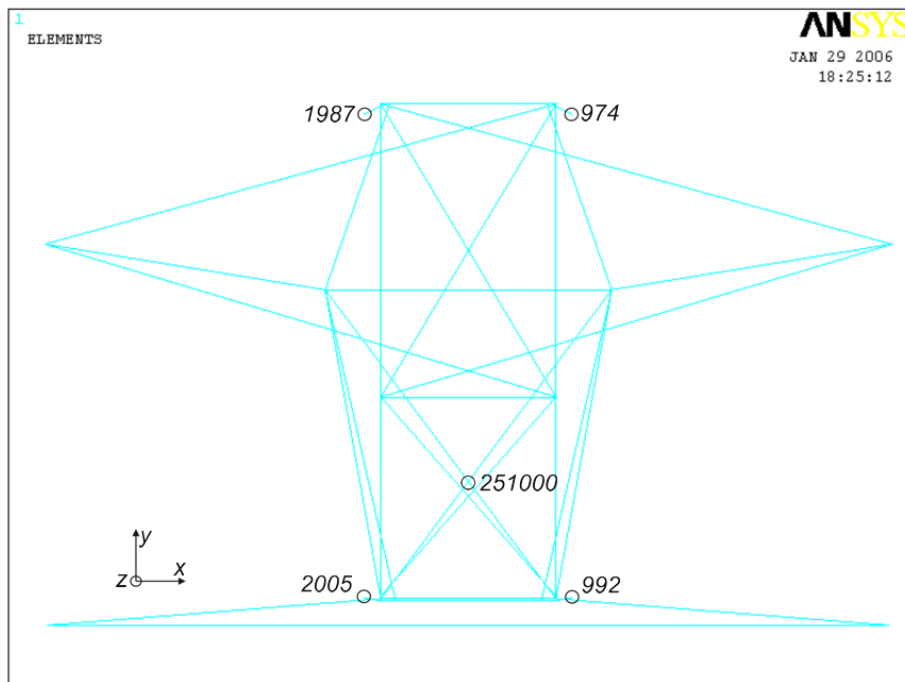


Fig. 6.13: I "nodi" di applicazione dei carichi di progetto nel modello FEM.

**Carichi di progetto in accelerazione  
in condizioni di "normale funzionamento"**

	<b>2005</b>	<b>1987</b>	<b>974</b>	<b>992</b>	<b>251000</b>
$F_x (N)$	1850	4466	-2857	4188	0
$F_y (N)$	-382	2832	1453	716	0
$F_z (N)$	-11	78	40	20	0
$M_x (N/m)$	0	0	0	0	2678
$M_y (N/m)$	0	0	0	0	-964

Tab. 6.4: Il valore dei *carichi base* in accelerazione in condizioni di "normale funzionamento".

**Carichi di progetto in frenata  
in condizioni di "normale funzionamento"**

	<b>2005</b>	<b>1987</b>	<b>974</b>	<b>992</b>	<b>251000</b>
$F_x (N)$	10347	-4104	5714	-4308	0
$F_y (N)$	-1855	-1854	-3156	-835	0
$F_z (N)$	-53	-50	-86	-24	0
$M_x (N/m)$	0	0	0	0	0
$M_y (N/m)$	0	0	0	0	0

Tab. 6.5: Il valore dei *carichi base* in frenata in condizioni di "normale funzionamento".

**Carichi di progetto in accelerazione  
in condizioni critiche con colpo laterale esterno  
(+20000N)**

	<b>2005</b>	<b>1987</b>	<b>974</b>	<b>992</b>	<b>251000</b>
$F_x (N)$	14491	7261	-2692	4975	0
$F_y (N)$	-2727	5168	1334	846	0
$F_z (N)$	-77	142	40	24	0
$M_x (N/m)$	0	0	0	0	2678
$M_y (N/m)$	0	0	0	0	-964

Tab. 6.6: Il valore dei *carichi critici* in accelerazione in condizioni critiche con colpo laterale esterno.

**Carichi di progetto in accelerazione  
in condizioni critiche con colpo laterale interno  
(-20000N)**

	2005	1987	974	992	251000
$F_x (N)$	-24059	-1538	-4270	-1031	0
$F_y (N)$	4331	-2147	2564	-128	0
$F_z (N)$	122	59	70	-3	0
$M_x (N/m)$	0	0	0	0	2678
$M_y (N/m)$	0	0	0	0	-964

Tab. 6.7: Il valore dei *carichi critici* in accelerazione in condizioni critiche con colpo laterale interno.

**Carichi di progetto in frenata  
in condizioni critiche con colpo laterale esterno  
(+20000N)**

	2005	1987	974	992	251000
$F_x (N)$	22987	-1309	5878	-3521	0
$F_y (N)$	-4201	481	-3275	-705	0
$F_z (N)$	-119	13	-89	-20	0
$M_x (N/m)$	0	0	0	0	0
$M_y (N/m)$	0	0	0	0	0

Tab. 6.8: Il valore dei *carichi critici* in frenata in condizioni critiche con colpo laterale esterno.

**Carichi di progetto in frenata  
in condizioni critiche con colpo laterale interno  
(-20000N)**

	2005	1987	974	992	251000
$F_x (N)$	-15563	-10109	4300	-9528	0
$F_y (N)$	2857	-6833	-2044	-1679	0
$F_z (N)$	80	-188	-56	-48	0
$M_x (N/m)$	0	0	0	0	0
$M_y (N/m)$	0	0	0	0	0

Tab. 6.9: Il valore dei *carichi critici* in frenata in condizioni critiche con colpo laterale interno.

## 6.4 Prove preliminari atte alla valutazione dell'utilità dei "fazzoletti di rinforzo"

Uno degli scopi dell'ottimizzazione strutturale è quello di cercare di eliminare la presenza dei pannelli forati, detti "fazzoletti di rinforzo", garantendo comunque le stesse caratteristiche di rigidezza e mantenendo i valori delle tensioni nei limiti prescritti. Ciò viene fatto poichè i pannelli, rispetto alle travi tubolari, hanno un costo elevato ed innalzano di parecchio il costo della struttura .

In queste prove preliminari si è cercato di capire quali dei fazzoletti di rinforzo hanno una funzione strutturale più marcata riguardo la rigidezza, in modo tale da poter eliminare direttamente i pannelli meno importanti ed "alleggerendo" così di parametri l'ottimizzazione effettuata in seguito tramite il software ANSYS.

Per fare tale valutazione la traversa è stata caricata con i *carichi base* e vincolata, attenendoci a quanto detto in §4.1.3, secondo i due casi limite di coppia rotoidale e cerniera. Con riferimento alla figura 6.14 , dove i fazzoletti sono stati suddivisi a due a due in quattro gruppi, vengono eseguite delle prove togliendo alternativamente i fazzoletti e giudicando il valore dello spostamento massimo (DMX) che viene preso come parametro per la valutazione della rigidezza (Tab. 6.10, 6.11).

Nelle tabelle 6.10, 6.11 i due valori degli spostamenti massimi (intendiamo quelli sfavorevoli in termini di rigidezza) a seconda dei pannelli tolti sono stati evidenziati con i termini in grassetto in corrispondenza di DMX.

Mentre il fazzoletto 1 è risultato molto utile sia in caso di frenata che accelerazione, l'utilità vi è una discordanza per quel che riguarda la scelta del pannello 2 o 4 è da valutare secondo le esigenze. Il pannello 2, nonostante in termini di scostamenti percentuali, ma non per lo scostamento numerico in valore assoluto, abbia avuto un comportamento migliore del pannello 4 è stato eliminato. Mantenere il pannello 4 significa avere maggiori vantaggi in termine di massa (ha una massa minore rispetto al 2) ed inoltre aiuta in fase di accelerazione che, come si nota in seguito, è la più critica anche per quanto concerne le tensioni. In definitiva come traversa di partenza per le prove di ottimizzazione è stata scelta quella con i soli pannelli 1 e 4 (Fig. 6.15).

Si può facilmente notare prendendo visione delle tabelle come, sia in caso di cerniera che coppia superiore il comportamento è analogo.

Inoltre, da un'analisi modale della sola traversa (si esclude l'effetto del differenziale), si nota (Tab. 6.12 ) come quasi tutte le prime dieci frequenze proprie della struttura senza i

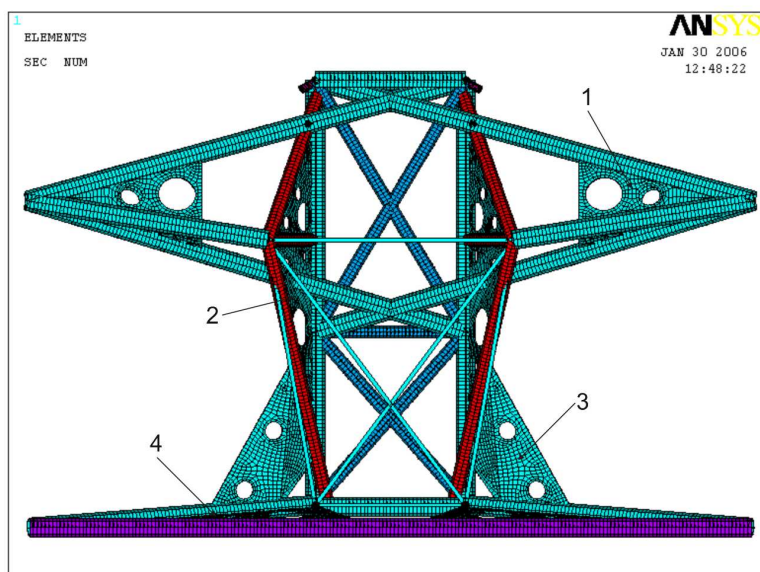


Fig. 6.14: La suddivisione dei pannelli in gruppi.

**L'UTILITÀ DEI PANNELLI CON VINCOLI SCHEMATIZZATI COPPIA ROTOIDALE (§4.1.3)**

Rigidezza in frenata						
	1	2	3	4	DMX(mm)	Scostamento (%)
Caso 1	Si	Si	Si	Si	1	/
Caso 2	No	Si	Si	Si	1,142	+14,2%
Caso 3	Si	No	Si	Si	1,135	+13,5%
Caso 4	Si	Si	No	Si	1,018	+1,8%
Caso 5	Si	Si	Si	No	1,036	+3,6%
Rigidezza in accelerazione						
	1	2	3	4	DMX(mm)	Scostamento (%)
Caso 1	Si	Si	Si	Si	2,056	/
Caso 2	No	Si	Si	Si	2,589	+26%
Caso 3	Si	No	Si	Si	2,178	+6%
Caso 4	Si	Si	No	Si	2,068	+0,6%
Caso 5	Si	Si	Si	No	2,332	+13,4%
Rigidezza con pannelli 1 e 4 (scelta definitiva)						
	1	2	3	4	DMX(mm)	Scostamento (%)
Frenata	Si	No	No	Si	1,145	+14,5%
Accelerazione	Si	No	No	Si	2,19	+6,5%

Tab. 6.10: L'utilità dei pannelli con vincoli traversa/chassis coppie rotoidali.

**L'UTILITÀ DEI PANNELLI CON VINCOLI  
SCHEMATIZZATI CERNIERE (§4.1.3)**

Rigidezza in frenata						
	1	2	3	4	DMX(mm)	Scostamento (%)
Caso 1	Si	Si	Si	Si	1,152	/
Caso 2	No	Si	Si	Si	<b>1,275</b>	+11%
Caso 3	Si	No	Si	Si	<b>1,312</b>	+14%
Caso 4	Si	Si	No	Si	1,164	+1%
Caso 5	Si	Si	Si	No	1,188	+3%
Rigidezza in accelerazione						
	1	2	3	4	DMX(mm)	Scostamento (%)
Caso 1	Si	Si	Si	Si	2,915	+/%
Caso 2	No	Si	Si	Si	<b>3,258</b>	+12%
Caso 3	Si	No	Si	Si	3,096	+6%
Caso 4	Si	Si	No	Si	2,932	+0,6%
Caso 5	Si	Si	Si	No	<b>3,199</b>	+10%
Rigidezza con pannelli 1 e 4 (scelta definitiva)						
	1	2	3	4	DMX(mm)	Scostamento (%)
Frenata	Si	No	No	Si	1,321	+14,7%
Accelerazione	Si	No	No	Si	3,112	+6,8%

Tab. 6.11: L'utilità dei pannelli con vincoli traversa/chassis cerniere.

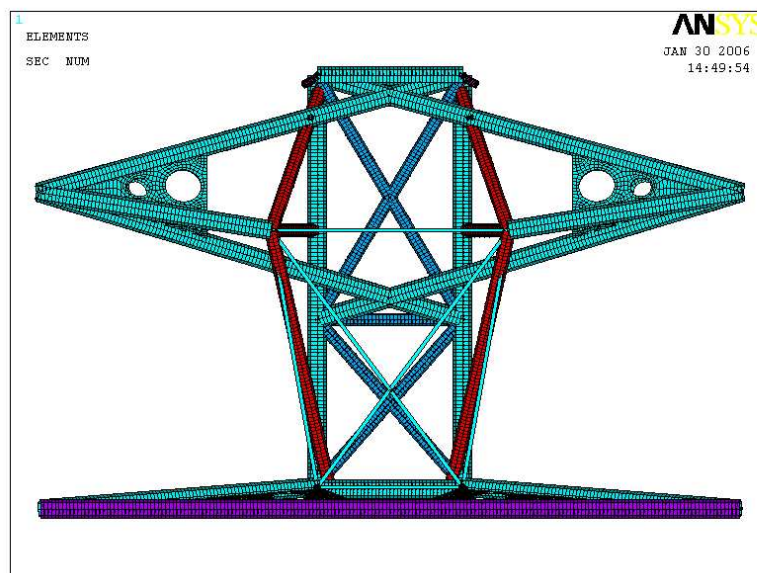


Fig. 6.15: La traversa utilizzata come base di partenza per l'ottimizzazione.

LE PRIME 10 FREQUENZE PROPRIE (Hz)

	Traversa completa	Traversa con pannelli 1 e 4
1	143,58	133,38
2	185,20	187,29
3	236,05	244,60
4	271,04	290,13
5	294,46	310,59
6	348,66	317,32
7	422,46	422,27
8	423,57	424,10
9	428,42	499,82
10	447,39	509,03

Tab. 6.12: Il confronto tra le prime dieci frequenze proprie della traversa completa e quella con i soli pannelli 1 e 4.

pannelli 2 e 3 sono maggiori di quelle della traversa completa. Considerando questo fatto sembrerebbe che i pannelli eliminati diano un un maggiore contributo in termini di massa che non di rigidezza.

## 6.5 L'ottimizzazione strutturale ottenuta tramite il software ANSYS

La fase di ottimizzazione strutturale si prefigge come scopo quello di modificare in maniera opportuna, senza intaccare le capacità di resistenza, la traversa in modo tale da poterne diminuire, nei limiti del possibile, la massa ed aumentarne la rigidezza.

Il processo, eseguito tramite il software FEM ANSYS, prevederà una serie di prove ognuna delle quali dovrà seguire le seguenti fasi per giungere alla soluzione finale:

1. Scelta delle variabili di ottimizzazione
2. L'ottimizzazione della traversa ancorata allo chassis con vincoli schematizzati coppie rotoidali (§4.1.3) e *carichi base* in accelerazione (§5.2) (Tab. 6.5)
3. Modifica dei risultati ottenuti con opportune dimensioni tecnologicamente realizzabili<sup>7</sup>

<sup>7</sup>Durante l'ottimizzazione ANSYS ha la tendenza ad associare alle variabili di ottimizzazione, quali ad esempio diametro esterno dei profilati, dei valori costituiti da molte cifre decimali dopo la virgola (Es.

4. Verifica delle condizioni richieste di quanto ottenuto al punto 3, considerando alternativamente le zone di ancoraggio sia come coppie rotoidali che come cerniere (§4.1.3), con *carichi base* (Tab. 6.5) in accelerazione e frenata (§5.2)

La fase di ottimizzazione vera e propria, presentata al punto 2, prevede l'utilizzo delle condizioni derivanti da una situazione di accelerazione poiché è quella, che per quanto visto in §6.4, dà dei maggiori valori assoluti di spostamento massimo.

Una volta ottenute le "nuove traverse" si passerà alla scelta di quelle che sembrano dare dei compromessi migliori in termini di rigidità, peso e resistenza e si applicheranno su di esse i carichi di progetto derivanti da condizioni critiche (Tab. 6.6, 6.7, 6.8, 6.9) in modo tale da poterne verificare la resistenza in tali situazioni.

### 6.5.1 Le variabili di ottimizzazione (*optimization variables*)

Con il termine variabili di ottimizzazione si intende l'insieme di tutti quei parametri che devono essere introdotti per poter iniziare l'ottimizzazione.

In ANSYS le variabili di ottimizzazione sono divise nei tre gruppi seguenti:

- **Parametri di progetto** (*design variables*)

- Sono variabili indipendenti che servono per raggiungere l'ottimizzazione strutturale. Tramite queste si può introdurre il limite minimo e massimo a cui deve sottostare il parametro utilizzato per l'ottimizzazione (es.: massimo e minimo valore all'interno del quale deve trovarsi il diametro esterno di una trave a sezione circolare).

- **Variabili di stato** (*state variables*)

- Sono variabili dipendenti dai parametri di progetto e costringono il progetto ottimizzato ad attenersi ai vincoli posti dalle variabili di stato (es. tensione massima di von Mises  $\leq 440 MPa$ ).

- **Funzione obiettivo** (*objective function*)

- E' una funzione dipendente dai parametri di progetto che deve essere minimizzata per raggiungere lo scopo richiesto (es. variazione del volume di una trave in

---

25,867mm), con il termine di *dimensioni tecnologicamente realizzabili* intendiamo quei valori, reperibili realmente in commercio, che approssimano meglio i risultati trovati.



modo da poterne diminuire la massa, restando sempre nei limiti imposti dalle variabili di stato).

Per il raggiungimento dello scopo perseguito i *parametri di progetto* varieranno a seconda delle esigenze mentre le *variabili di stato* e la *funzione obiettivo* assumeranno sempre i medesimi valori.

In modo particolare avremo:

- Variabili di stato  $\begin{cases} 200MPa \leq SMX < 440MPa \\ 0 \leq DMX < 2,055mm \end{cases}$
- Funzione obiettivo  $\begin{cases} 8 \cdot 10^{-4}m^3 \leq VOLUME \leq 1 \cdot 10^{-3}m^3 \end{cases}$

Il termine VOLUME è riferito al volume di tutta la traversa, la cui diminuzione porta al conseguente abbassamento della massa. Con SMX si intende la tensione massima ottenuta dal calcolo FEM da confrontarsi con il valore di quella di snervamento del materiale utilizzato (Tab. 3.1). Con DMX ci si riferisce, come consueto, allo spostamento massimo che viene preso come parametro di valutazione per la rigidità.

Nella nostra situazione è stata sempre effettuata una verifica sotto carico statico, non considerando cicli affaticanti visto che, trattando un veicolo da competizione, il tempo di vita richiesto, per ogni singolo componente, è molto breve. Solitamente, per questo tipo di analisi, si utilizza la tensione equivalente di von Mises che nel caso di travi, in cui si prenda l'ipotesi di De Saint Venant, si riduce a

$$\sigma_e = (\sigma_{zz}^2 + 3(\tau_{zx}^2 + \tau_{zy}^2))^{1/2}$$

il cui valore numerico è stato confrontato a seconda delle esigenze con la tensione massima a rottura o con quella di snervamento.

Poichè l'elemento BEAM44 non è in grado di fornirci i valori delle tensioni tangenziali  $\tau$  ma solo quelle normali  $\sigma_{zz}$ , dovute allo sforzo normale e momento flettente, è stato calcolato il valore SMX trascurando i contributi di  $\tau_{zx}$  e  $\tau_{zy}$ . L'errore è comunque irrisorio poichè nelle zone in cui si raggiunge il massimo per le  $\sigma_{zz}$  il valore del momento torcente (è quella che fa nascere le  $\tau$  in corrispondenza del diametro esterno delle travi) è sempre dell'ordine dei  $10N/m$  il che vuol dire che le  $\tau$  raggiungono valori di circa  $10MPa$ <sup>8</sup>.

---

<sup>8</sup>Logicamente il valore relativo alle  $\tau$  è solamente indicativo poichè dipende dal diametro esterno della sezione, che nel caso di travi con diametro estero di  $30mm$  raggiunge valori ancora inferiori.

Come appare da quanto sopra esposto l'ottimizzazione è stata effettuata prendendo in considerazione le sole tensioni derivanti dai profilati e non considerando mai i pannelli<sup>9</sup>, che sin da subito sono sembrati recare meno problemi, e che in molte delle situazioni sono presenti.

Per questo motivo una volta ricavate le dimensioni tecnologicamente realizzabili si esegue la prova definitiva inserendo al posto dei BEAM44 i BEAM189 elementi, così come gli SHELL63, in grado di visualizzare in uscita le tensioni equivalenti di von Mises (SEQV) in modo da poter verificare definitivamente se siamo effettivamente al disotto del valore di  $440\text{MPa}$ .

Non sono stati usati sin da subito i BEAM189 poiché hanno la tendenza ad allungare sia i tempi di visualizzazione dei risultati che quelli di ottimizzazione.

### 6.5.2 Le prove eseguite in fase di ottimizzazione

Attenendoci a quanto detto in §6.5, 6.5.1 sono state eseguite le quattro prove di ottimizzazione sotto riportate:

- **Prova 1:** con riferimento alla traversa di partenza di figura 6.17 si inseriscono come *parametri di progetto* lo spessore dei fazzoletti di rinforzo e tutte le dimensioni del diametro interno dei profilati
- **Prova 2:** con riferimento alla traversa di partenza di figura 6.18, ottenuta da modifiche e considerazioni fatte in seguito alla Prova 1, si inseriscono tutti i *parametri di progetto* utilizzati in Prova 1
- **Prova 3:** con riferimento alla traversa di partenza di figura 6.19, ottenuta dall'ottimizzazione effettuata in Prova 2, si eliminano i pannelli posteriori e si pongono come *parametri di progetto* i diametri interni ed esterni dei profilati confinanti con tali pannelli eliminati
- **Prova 4:** con riferimento alla traversa di figura 6.20, ottenuta dall'ottimizzazione effettuata in Prova 3, si pongono come *parametri di progetto* i diametri interni ed esterni dei profilati confinanti con i pannelli anteriori e lo spessore degli stessi pannelli

---

<sup>9</sup>In realtà ha un senso verificare solo i pannelli 1 poiché i pannelli 4 sono stati schematizzati in maniera diversa rispetto a quelli reali 4.2.

Presentate le quattro prove da eseguire con i rispettivi parametri di progetto, di seguito sono state riportate le fasi 2, 3 e 4 (§6.5), da svolgere in fase di ottimizzazione. Tali fasi sono state applicate alle sole prove 1 e 2, riassumendo vista l'analogia, i risultati delle prove 3 e 4 in opportune tabelle.

Si ricorda che la traversa così come era stata pensata nella prima versione, considerata vincolata con coppie rotoidali, è quella di figura 6.16 avente le seguenti caratteristiche:

- Massa:  $\simeq 8,3Kg$
- Spostamento massimo DMX:  $2,056mm$

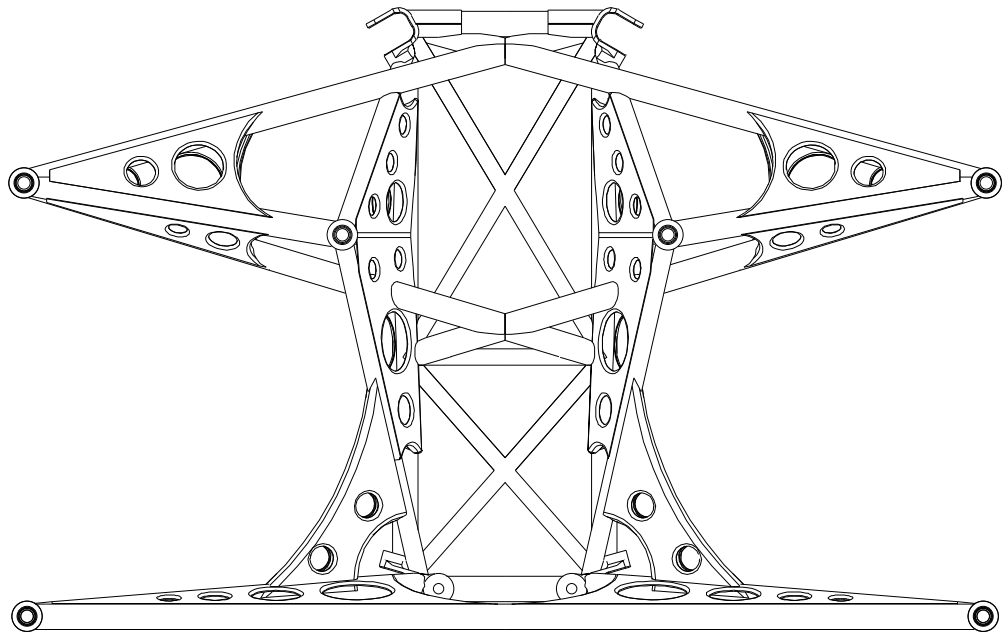


Fig. 6.16: La traversa iniziale.

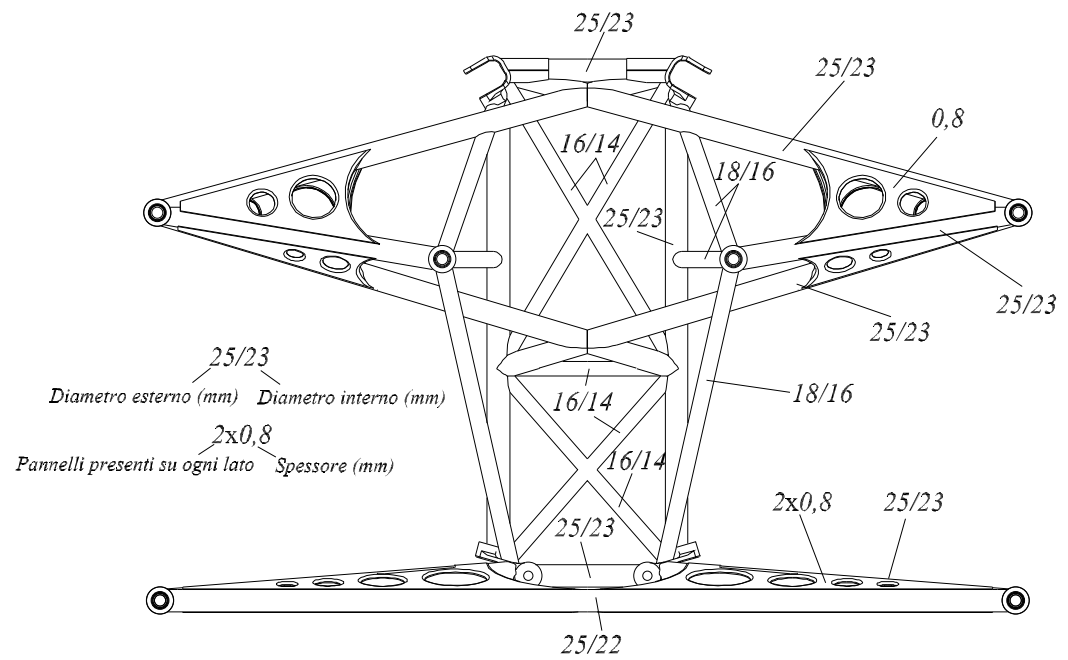


Fig. 6.17: La traversa utilizzata come base di partenza per l'ottimizzazione di Prova 1.

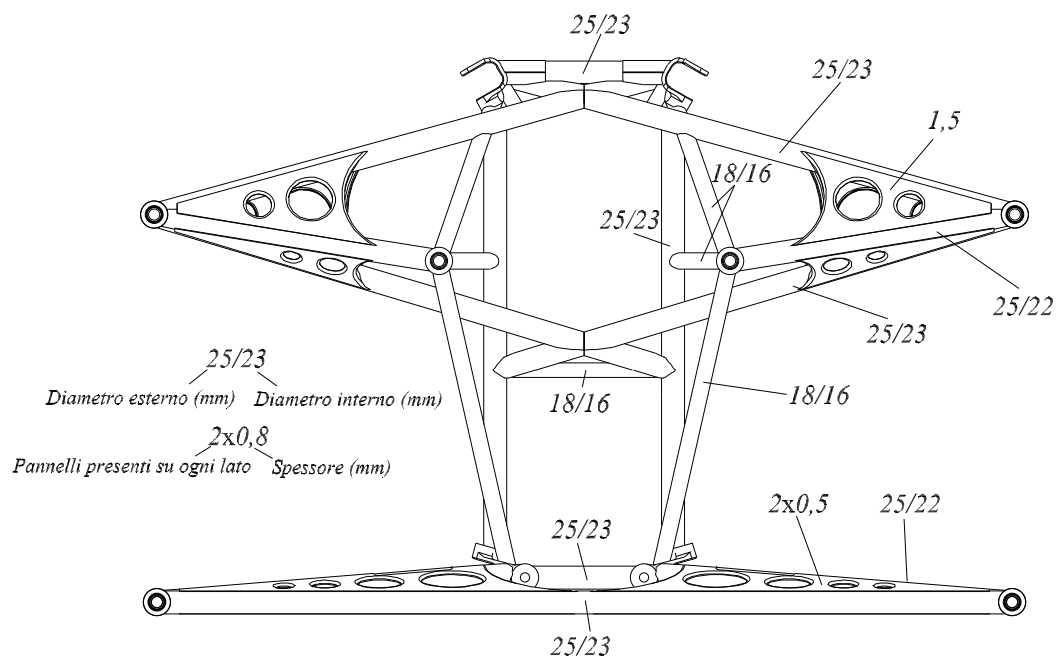


Fig. 6.18: La traversa utilizzata come base di partenza per l'ottimizzazione di Prova 2.

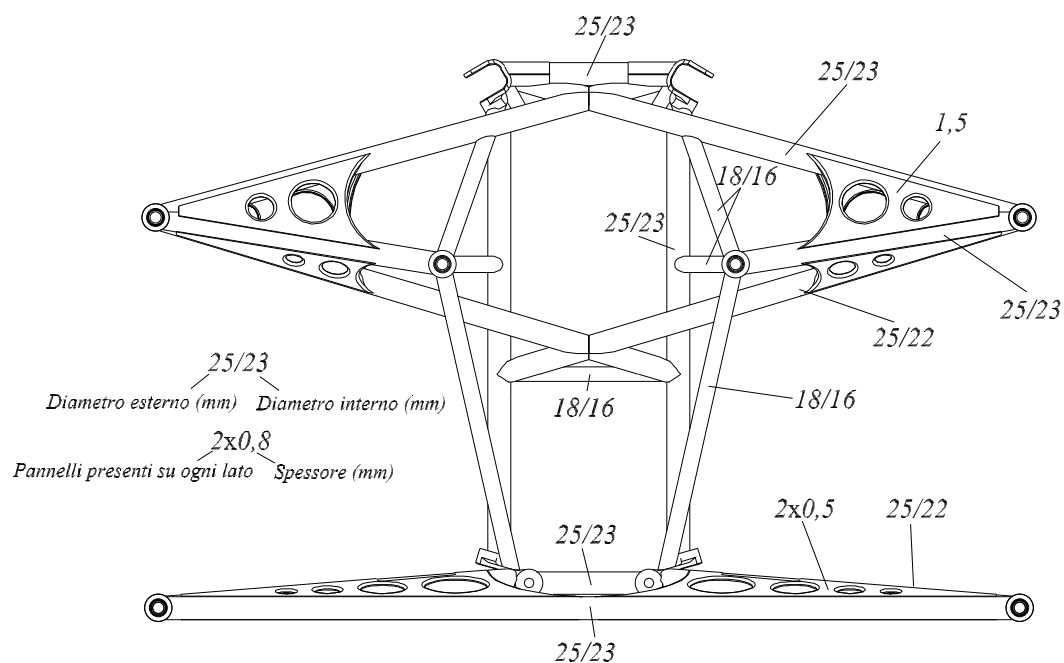


Fig. 6.19: La traversa utilizzata come base di partenza per l'ottimizzazione di Prova 3.

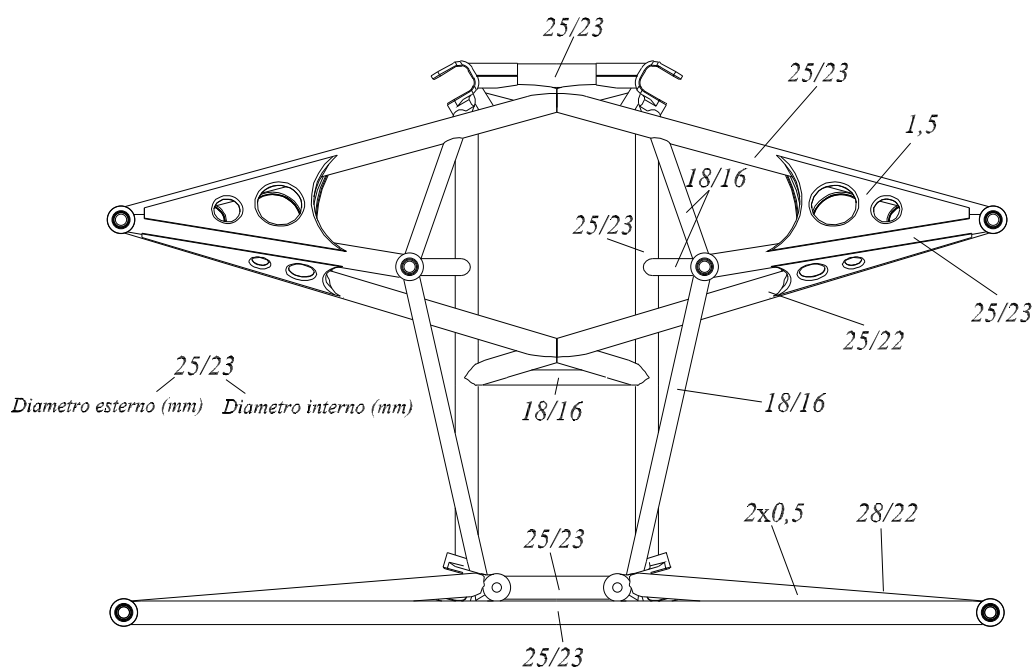


Fig. 6.20: La traversa utilizzata come base di partenza per l'ottimizzazione di Prova 4.

## La Prova 1

Inseriti i parametri di interesse nel file di input (Appendice B) e richiamato quest'ultimo all'interno del software ANSYS si avvia la fase di ottimizzazione.

Questa prevede una serie di iterazioni ognuna delle quali combina in maniera diversa i vari parametri di progetto in modo tale da minimizzare nella maniera migliore la funzione obiettivo.

I metodi seguiti da ANSYS per l'ottimizzazione sono il *Subproblem Approximation Method* ed *First Order Method* il cui significato può essere appreso dalla manuale d'uso del programma [4].

Il primo metodo, che "secondo ANSYS" è quello che può essere applicato efficientemente nel maggior numero di problemi, anche in questo caso è apparso il migliore sia in termini di tempi di soluzione che di risultati, motivo per cui è stato sempre utilizzato come algoritmo di calcolo.

Giunti alla soluzione finale, con tempo di soluzione di circa cinquanta minuti<sup>10</sup>, che si blocca dopo trentotto delle sessanta iterazioni imposte, (Fig. 6.21, 6.22, ??) ritenendo che il programma di non possa arrivare a soluzioni migliori di quelle finora ottenute, , si può visualizzare in uscita il miglior risultato (*best set*) che appare come:

```
LIST OPTIMIZATION SETS FROM SET 38 TO SET 38 AND SHOW
ONLY OPTIMIZATION PARAMETERS
```

```

                SET 38
            (FEASIBLE)
SMX      (SV)    0.42170E+09
DMX      (SV)    0.20557E-02
R2511    (DV)    0.11505E-01
R2512    (DV)    0.11348E-01
R2513    (DV)    0.11505E-01
R2514    (DV)    0.11134E-01
R2515B   (DV)    0.11812E-01
R2516    (DV)    0.11989E-01
R2517    (DV)    0.11243E-01
```

<sup>10</sup>In questo caso per dimostrare che con un infittimento eccessivo si impiegano tempi di calcolo molto più elevati di quelli che si avrebbero impostando una lunghezza degli elementi di  $5mm$  (tempo di soluzione circa 15 minuti) senza alcun vantaggio, si è imposta una lunghezza massima degli elementi di  $3mm$ .

R2518	(DV)	0.11652E-01
R2519	(DV)	0.11997E-01
R2515	(DV)	0.11764E-01
R181	(DV)	0.84752E-02
R161	(DV)	0.73957E-02
TKA	(DV)	0.15222E-02
TKP	(DV)	0.10350E-02
VOLUME	(OBJ)	0.87103E-03

A questo punto quindi abbiamo ottenuto una nuova traversa costituita da profilati le cui dimensioni non sono però tecnologicamente realizzabili. Per tale motivo si devono rimaneggiare le misure approssimando i valori a quelli più vicini relativi a profilati unificati o disponibili in commercio e di comune utilizzo per l'azienda *N.Technology*.

Dopo aver rimaneggiato le misure è stata costruita la nuova traversa (Fig. 6.24), dove i termini segnati in rosso si evidenziano le differenze rispetto a quella di inizio ottimizzazione. A questo punto si dovrebbe procedere con le verifiche richieste dalla fase 4; in questo caso tali verifiche non sono state eseguite perché come evidenziato dalla figura molti dei tubolari presenti hanno uno spessore di  $0,5mm$ , valore questo non utilizzato dalla *N.Technology*.

Nonostante ciò va detto che i risultati così ottenuti sembrerebbero incoraggianti. Il valore della massa e dello spostamento massimo ottenuto, rispettivamente pari a  $\simeq 7,1Kg$  e  $\simeq 2mm$ , sono entrambi inferiori a quelli di partenza e rimangono al disotto dei valori prefissati di tensione massima accettabile.

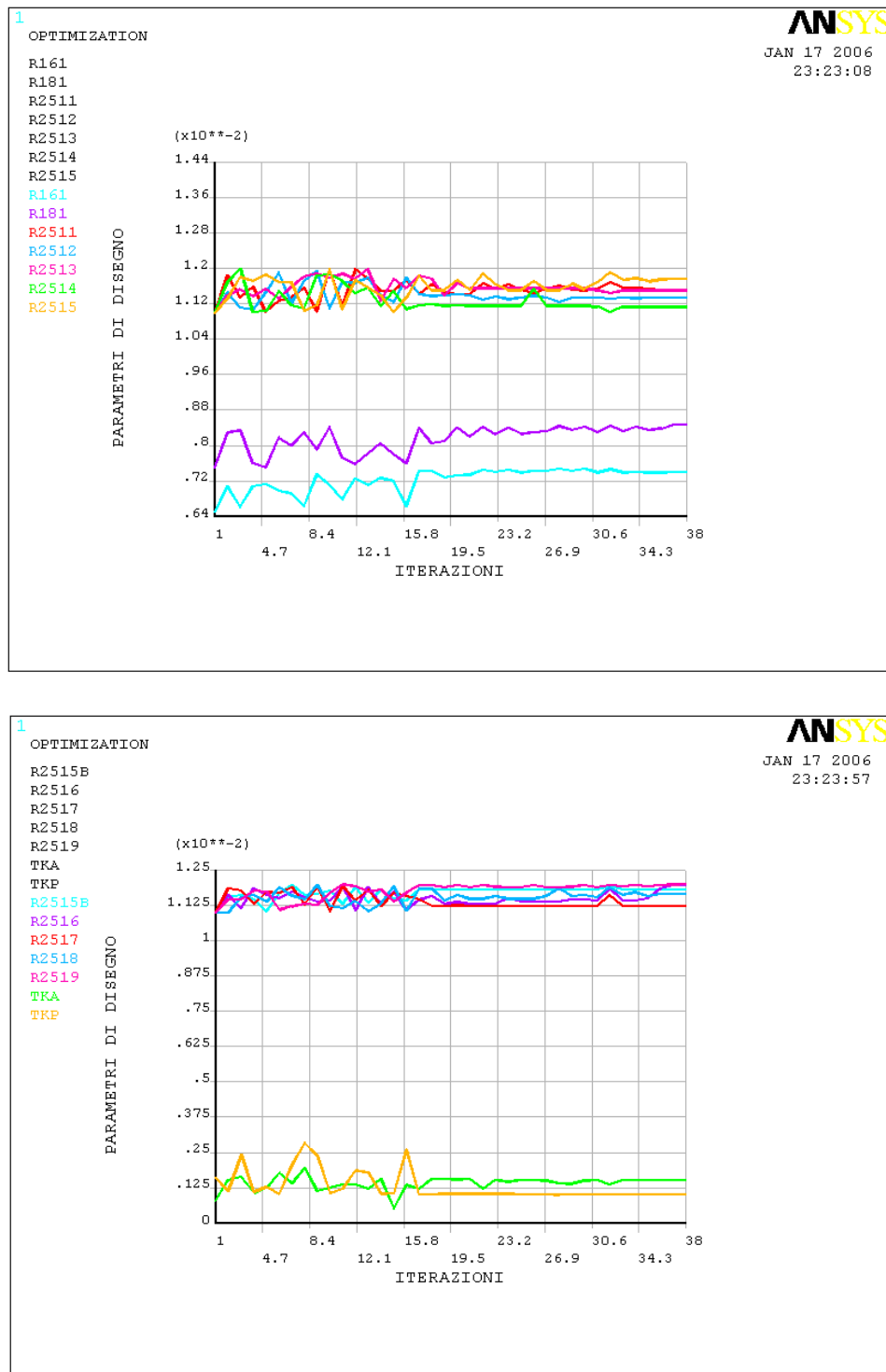


Fig. 6.21: Andamento dei parametri di disegno durante le iterazioni di Prova 1.



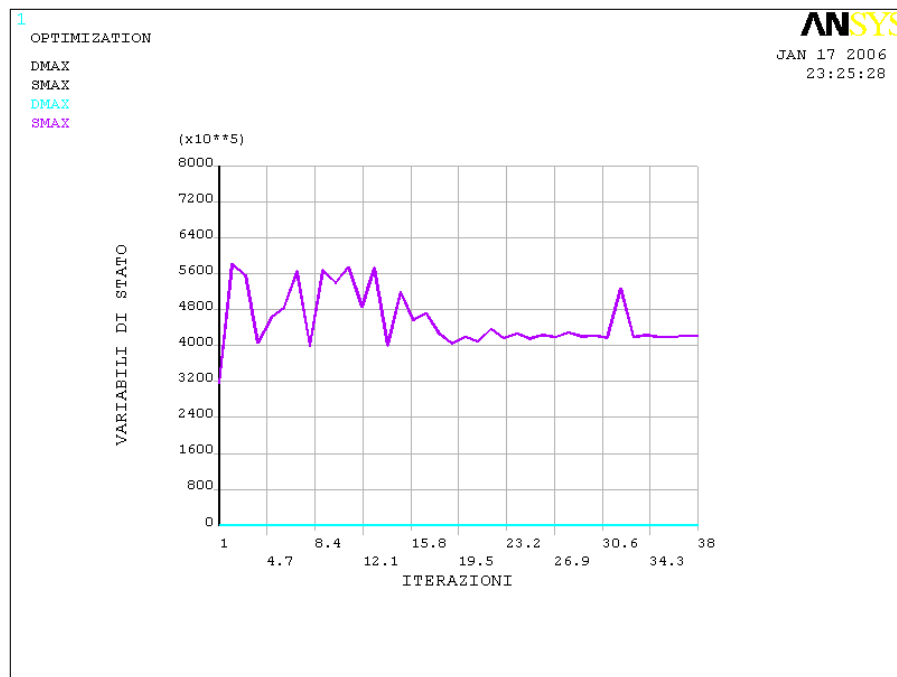


Fig. 6.22: Andamento delle variabili di stato durante le iterazioni di Prova 1.

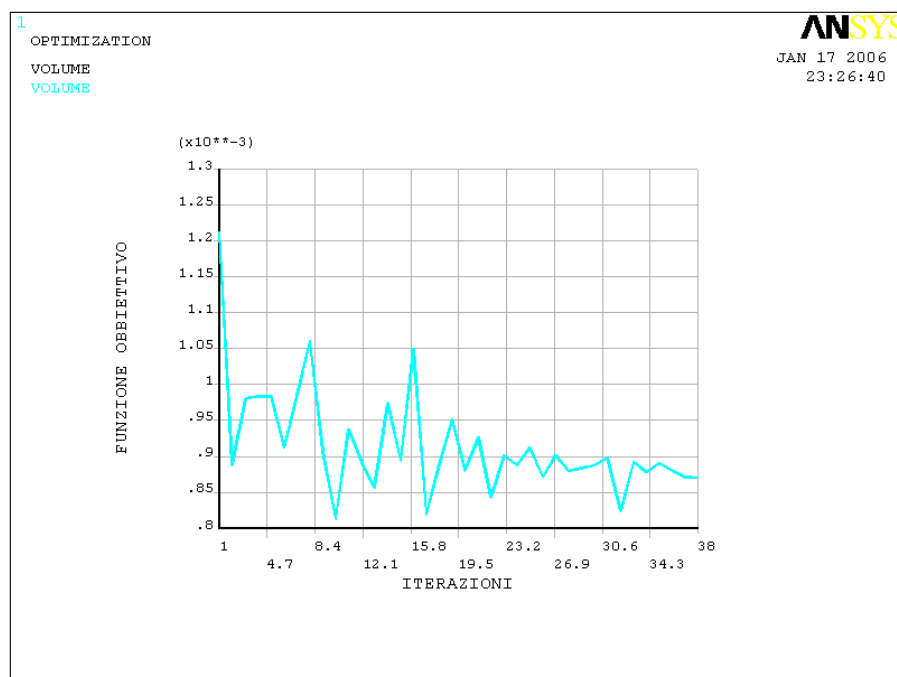
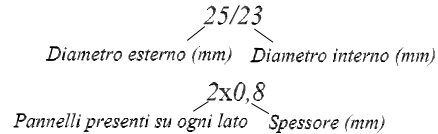


Fig. 6.23: Andamento della funzione obiettivo durante le iterazioni di Prova 1.



## La Prova 2

Vista l'impossibilità di utilizzare profilati aventi spessore di  $0,5mm$ , e da un'analisi delle sollecitazioni delle travi, nella seconda prova sono state riportate tutte le travi 18/17 (Fig. 6.24) alla dimensione di partenza 18/16 e sono stati eliminati i profilati 16/14 ottenendo una nuova traversa (Fig. 6.18) per effettuare l'ottimizzazione.

Fatto girare nuovamente il programma ed ottenuto quale miglior risultato, dopo quindici minuti (lunghezza elementi della *mesh*  $5mm$ ) e trentaquattro delle sessanta iterazioni imposte (Fig. 6.25, 6.26, ??), quello sotto riportato

```
LIST OPTIMIZATION SETS FROM SET 34 TO SET 34 AND SHOW
ONLY OPTIMIZATION PARAMETERS
```

```

                SET 34
              (FEASIBLE)
SMX      (SV)    0.43869E+09
DMX      (SV)    0.20617E-02
R2511    (DV)    0.11363E-01
R2512    (DV)    0.11237E-01
R2513    (DV)    0.11910E-01
R2514    (DV)    0.11213E-01
R2515B   (DV)    0.11449E-01
R2516    (DV)    0.11929E-01
R2517    (DV)    0.11284E-01
R2518    (DV)    0.11535E-01
R2519    (DV)    0.11716E-01
R2515    (DV)    0.11704E-01
R181     (DV)    0.84347E-02
TKA      (DV)    0.16023E-02
TKP      (DV)    0.10142E-02
VOLUME   (OBJ)    0.83388E-03
```

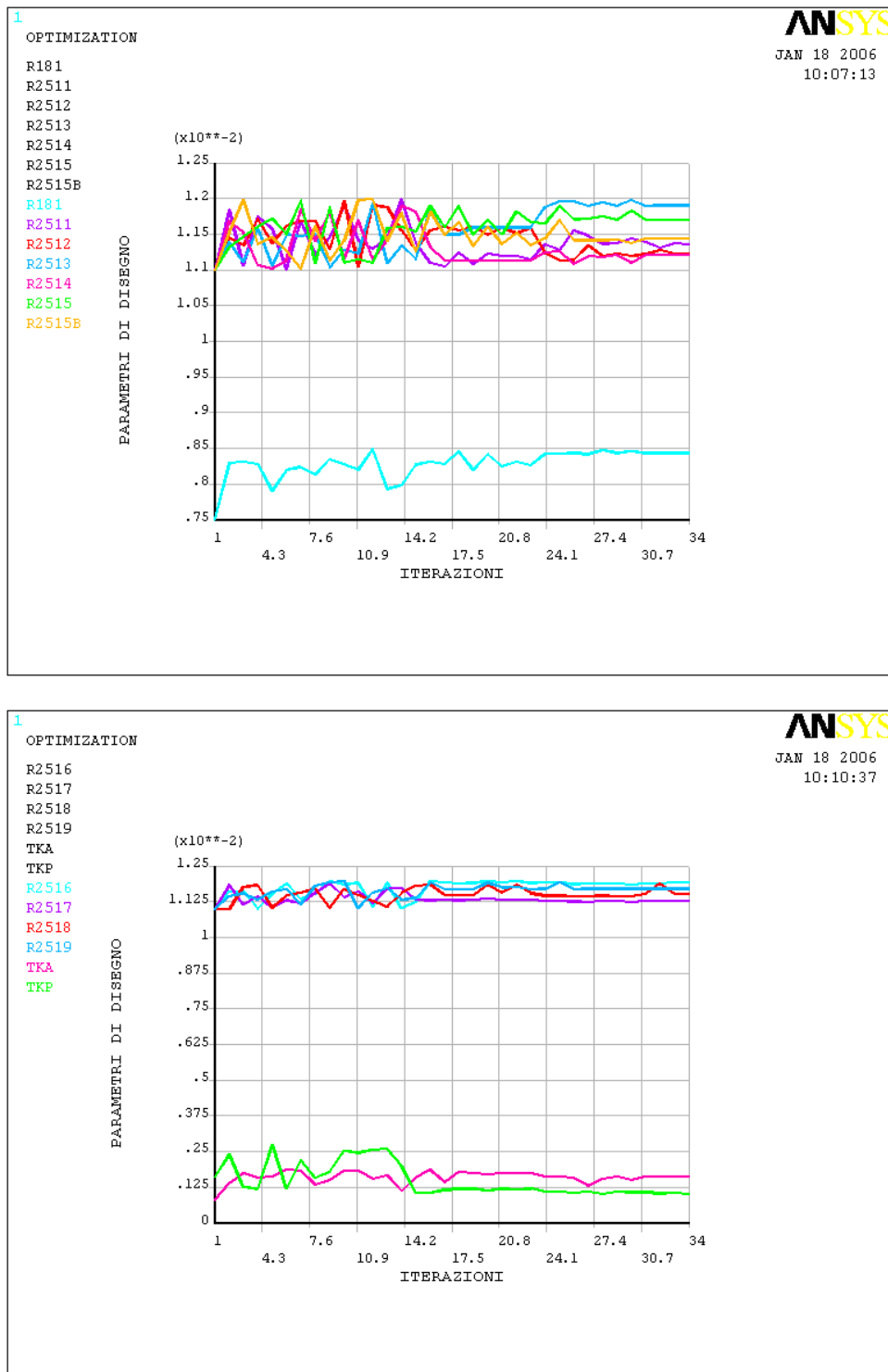


Fig. 6.25: Andamento dei parametri di disegno durante le iterazioni di Prova 2.

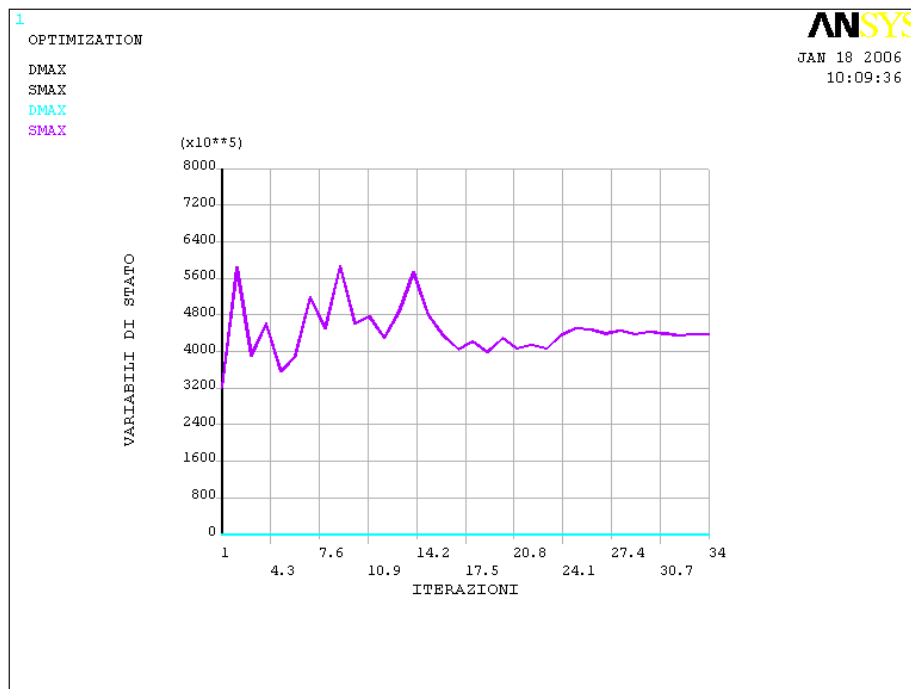


Fig. 6.26: Andamento delle variabili di stato durante le iterazioni di Prova 2.

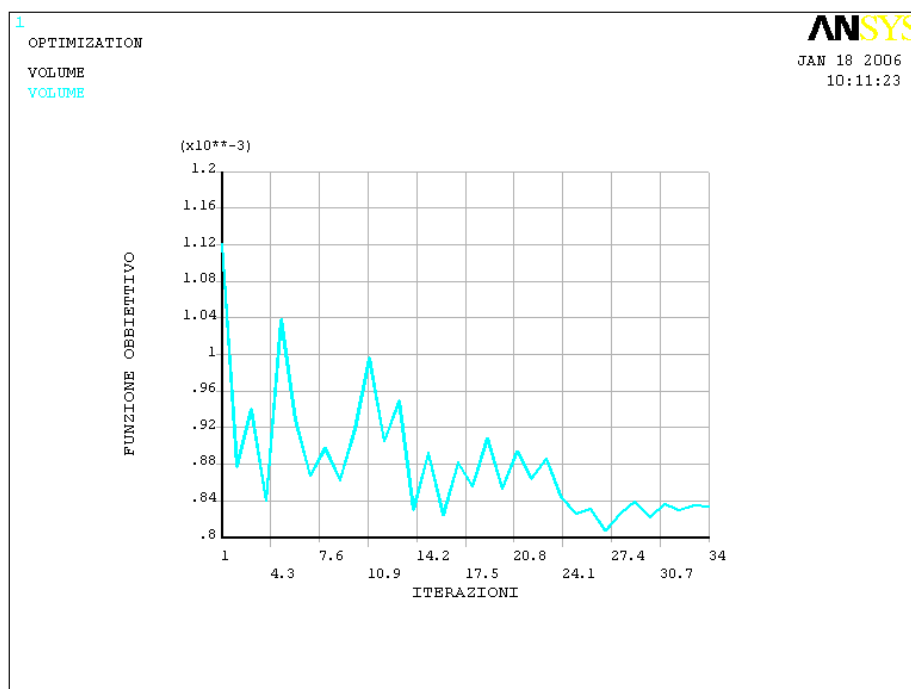


Fig. 6.27: Andamento della funzione obiettivo durante le iterazioni di Prova 2.

A questo punto si modifica opportunamente la traversa con dimensioni tecnologicamente realizzabili (Fig. 6.28 ) e si svolgono le prove richieste dalla fase 4 (§6.5).

Qui di seguito sono state rappresentate solo le prove relative all'accelerazione in condizioni di "normale funzionamento" con vincoli schematizzati coppie rotoidali, riportando poi in seguito in opportune tabelle i dati nelle altre condizioni. Dall'analisi degli spostamenti (DMX) (Fig.6.29) e delle tensioni equivalenti di von Mises (SEQV) (Fig.6.30), in questa particolare situazione si giunge a dei buoni miglioramenti della traversa sia in termini di massa che rigidezza (Tab. 6.13, 6.14, 6.15, 6.16).

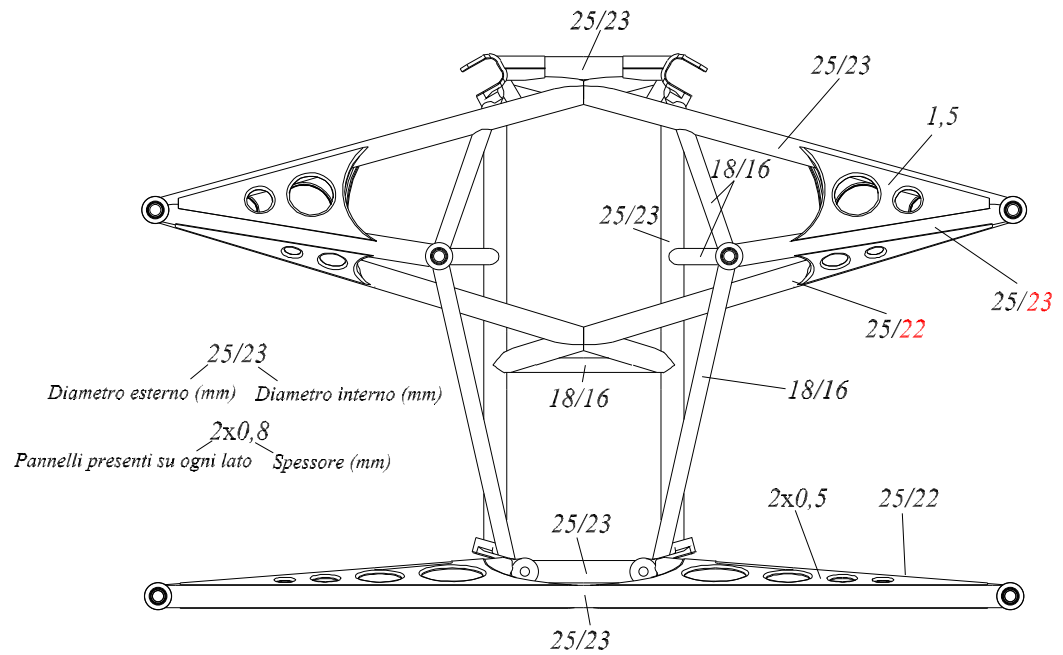


Fig. 6.28: La traversa ottenuta dalla Prova 2.

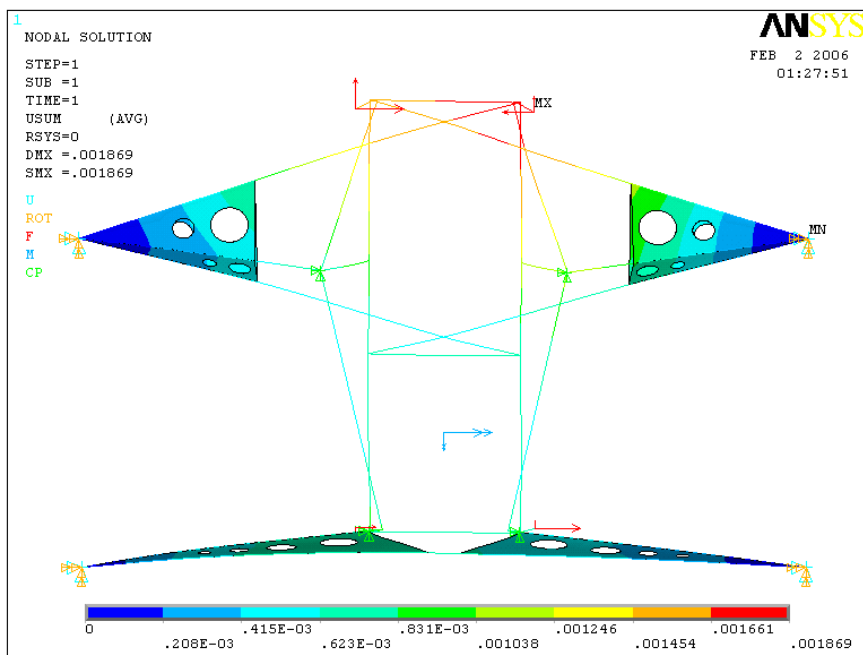


Fig. 6.29: Lo spostamento massimo della traversa di Prova 2 sotto carichi base in accelerazione.

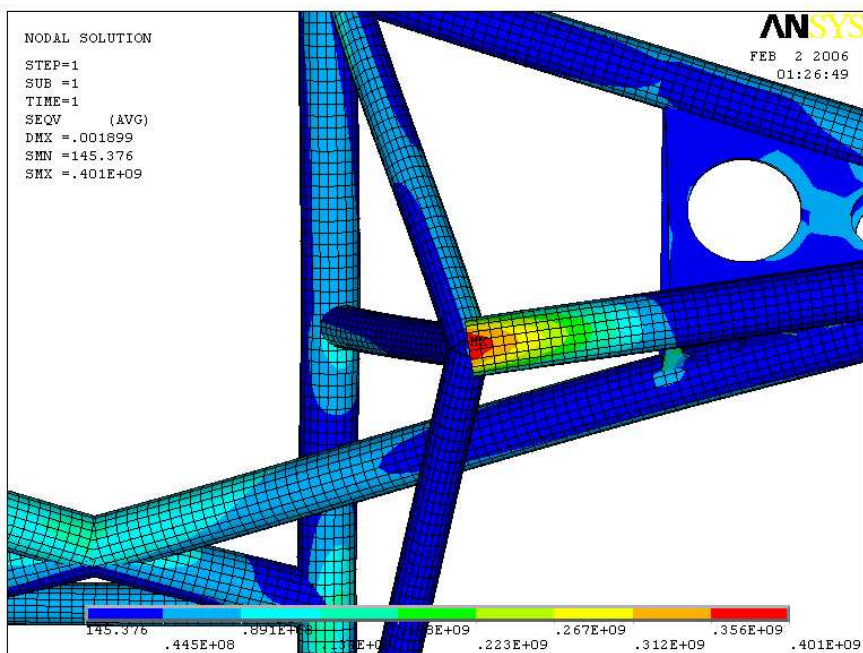


Fig. 6.30: La tensione massima della traversa di Prova 2 sotto carichi base in accelerazione.

## La Prova 3 e 4

Le Prove 3 e 4 sono state eseguite con lo stesso criterio delle precedenti ed hanno dato come risultato le traverse di figura 6.31, 6.32 il cui comportamento è ancora una volta riportato nelle tabelle 6.13, 6.14, 6.15, 6.16.

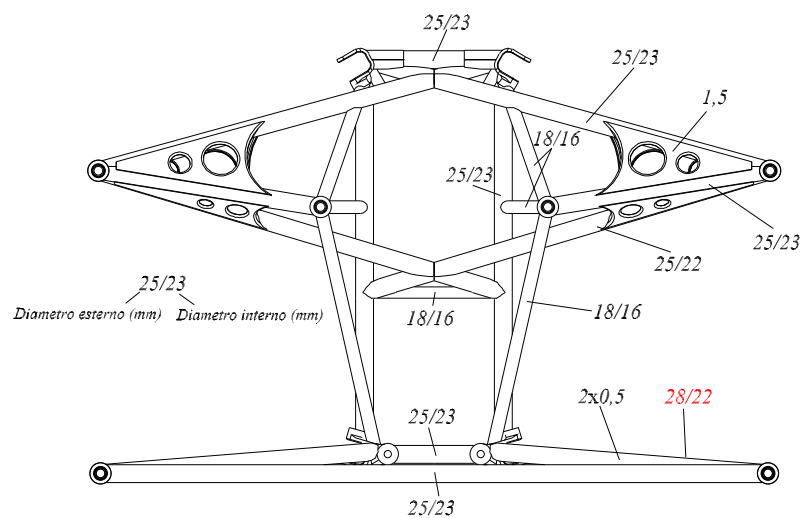


Fig. 6.31: La traversa ottenuta dalla Prova 3.

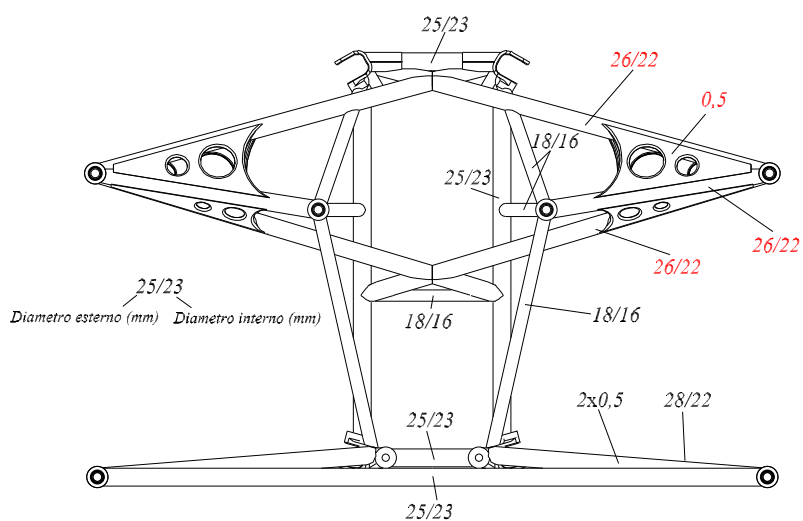


Fig. 6.32: La traversa ottenuta dalla Prova 4.





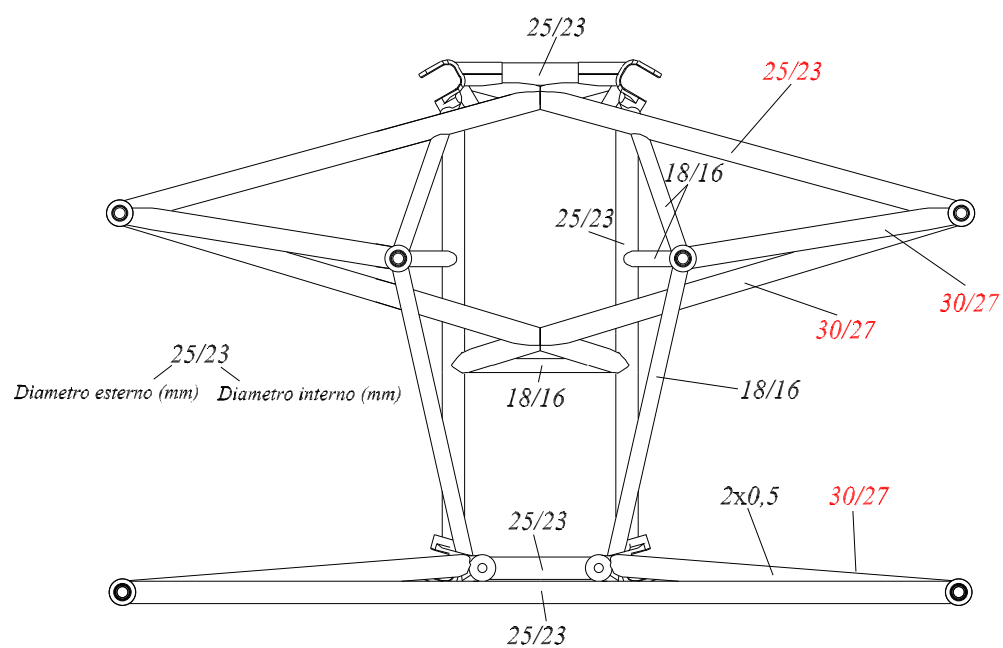


Fig. 6.34: La Prova 6.

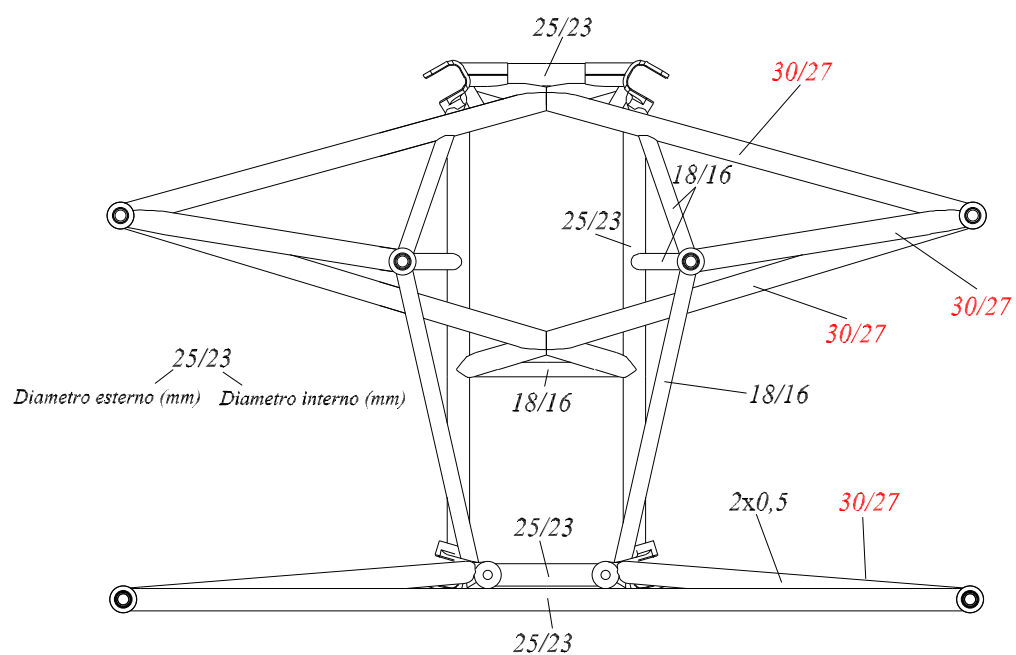


Fig. 6.35: La Prova 7.

### 6.5.3 Analisi delle traverse ottimizzate sottoposte a *carichi base*

Di seguito sono stati riportati tutti i risultati ottenuti sollecitando le traverse ricavate con i carichi derivanti dalle condizioni di "normale funzionamento" e con diverse schematizzazioni dei vincoli, verificando che rispecchino le condizioni di resistenza e rigidezza richieste.

Come si nota dai risultati (Tabb. 6.13, 6.14, 6.15, 6.16) tutte le traverse, eccetto quella ottenuta con la Prova 4, hanno la massima tensione equivalente di von Mises (SEQV) al disotto dei  $440MPa$  previsti.

Per quanto riguarda invece il parametro con cui valutiamo la rigidezza, ovvero il massimo spostamento (DMX), sia la traversa di Prova 4 che quella di Prova 6 in alcuni casi hanno spostamenti al disopra di quelli dei valori della traversa di partenza. Poiché tale evento per la traversa di Prova 6 si verifica in una sola delle quattro condizioni e con uno scostamento irrisorio rispetto al valore di partenza; tale traversa viene annoverata tra quelle idonee, mentre la traversa di prova 4 è eliminata.

**CARICHI BASE IN ACCELERAZIONE**  
(UX=UY=UZ=ROTX=ROTY=0)

	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>
<b>DMX</b> (mm)	1,869	1,862	2,199	2,033	2,065	1,7
<b>SEQV</b> (MPa)	401	437	537	316	310	258
<b>Massa</b> (Kg)	7,4	7,7	7,1	8,3	7	7,6
<b>Variazione massa</b>	-11%	-8%	-15%	0%	-16%	-9%
<b>Variazione DMX</b> (mm)	-0,187	-0,194	+0,063	-0,023	+0.009	-0,36

Tab. 6.13: Comportamento e caratteristiche delle traverse in fase di accelerazione con vincoli schematizzati coppie rotoidali.

**CARICHI BASE IN ACCELERAZIONE**  
**(UX=UY=UZ=0)**

	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>
<b>DMX</b> ( <i>mm</i> )	2,631	2,668	3,08	2,457	2,729	2,281
<b>SEQV</b> ( <i>MPa</i> )	328	375	527	307	298	244
<b>Massa</b> ( <i>Kg</i> )	7,4	7,7	7,1	8,3	7	7,6
<b>Variazione massa</b>	-11%	-8%	-15%	0%	-16%	-9%
<b>Variazione DMX</b> ( <i>mm</i> )	-0,481	-0,444	-0,032	-0,655	-0,383	-0,831

Tab. 6.14: Comportamento e caratteristiche delle traverse in fase di accelerazione con vincoli schematizzati cerniere.

**CARICHI BASE IN FRENATA**  
(UX=UY=UZ=ROTX=ROTY=0)

	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>
<b>DMX</b> ( <i>mm</i> )	1	1	1,149	0,811	0,942	0,912
<b>SEQV</b> ( <i>MPa</i> )	206	197	270	200	177	171
<b>Massa</b> ( <i>Kg</i> )	7,4	7,7	7,1	8,3	7	7,6
<b>Variazione Massa</b>	-11%	-8%	-15%	0%	-16%	-9%
<b>Variazione DMX</b> ( <i>mm</i> )	0	0	+0,149	-0,189	-0,058	-0,088

Tab. 6.15: Comportamento e caratteristiche delle traverse in fase di frenata con vincoli schematizzati coppie rotoidali.

**CARICHI BASE IN FRENATA**  
(UX=UY=UZ=0)

	<b>2</b>	<b>3</b>	<b>4</b>	<b>5</b>	<b>6</b>	<b>7</b>
<b>DMX</b> ( <i>mm</i> )	1,1	1,082	1,353	0,844	1,051	1,059
<b>SEQV</b> ( <i>MPa</i> )	203	195	283	203	181	180
<b>Massa</b> ( <i>Kg</i> )	7,4	7,7	7,1	8,3	7	7,6
<b>Variazione Massa</b>	-11%	-8%	-15%	0%	-16%	-9%
<b>Variazione DMX</b> ( <i>mm</i> )	-0,052	-0,07	+0,2	-0,308	-0,1	-0,093

Tab. 6.16: Comportamento e caratteristiche delle traverse in fase di frenata con vincoli schematizzati cerniere.

Delle sei traverse trovate grazie all'ottimizzazione, solo cinque verranno quindi abilitate per poter essere sottoposte anche alla verifica di resistenza con carichi critici.

Analizzando i risultati riportati nelle tabelle si possono quindi saggiare le caratteristiche ed il comportamento delle traverse idonee. Per quanto riguarda la massa si nota come si passa da una riduzione massima del 16%, corrispondente ad una massa finale di 7Kg, ad una riduzione nulla che riporta la traversa ottimizzata al valore iniziale della massa, ovvero quello di 8,3Kg. L'ordine con cui la variazione avviene, partendo dalla traversa migliore(-16%) a quella peggiore (0%) è il seguente: Traversa6, Traversa2, Traversa7, Traversa3, Traversa5.

Per quel che concerne invece sia le tensioni massime che il valore dello spostamento massimo i comportamenti variano di volta in volta a seconda delle condizioni di vincolo e carico. La traversa che ha il miglior comportamento in termini di tensione in fase di accelerazione con vincoli schematizzati cerniere, non è detto che sia ancora la migliore nel caso di frenata con vincoli schematizzati coppie superiori. Per questo motivo in tabel-

ORDINE DI MERITO DELLE TRAVERSE					
Carichi base in accelerazione ( $u_x=u_y=u_z=rot_x=rot_y=0$ )					
Rigidezza	7	3	2	5	6
Tensione	7	6	5	2	3
Carichi base in accelerazione ( $u_x=u_y=u_z=0$ )					
Rigidezza	7	5	2	3	6
Tensione	7	6	5	2	3
Carichi base in frenata ( $u_x=u_y=u_z=rot_x=rot_y=0$ )					
Rigidezza	5	7	6	2	3
Tensione	7	6	3	5	2
Carichi base in frenata ( $u_x=u_y=u_z=0$ )					
Rigidezza	5	6	7	3	2
Tensione	7	6	3	5	2

Tab. 6.17: Ordine di merito per il comportamento delle traverse secondo diverse condizioni di carico.

la 6.17 sono riportate in ordine decrescente, dalla migliore alla peggiore (in termini di comportamento a seconda della situazione), le traverse ottimizzate.

Mentre in termini di tensione le traverse 7 e 6 hanno sempre il comportamento migliore la cosa non avviene per quel che riguarda la rigidezza. Infatti la traversa 7 mantiene sempre un ottimo comportamento anche in termini di rigidezza mentre la 6 appare la peggiore nella fase di accelerazione (condizione peggiore per tensioni e deformazioni). La traversa 5, anch'essa come la 6 e la 7 non dotata di "fazzoletti di rinforzo, non da alcun vantaggio in termini di massa ma ha un ottimo comportamento per quanto riguarda la rigidezza in situazioni di frenata. Per quanto concerne le tensioni non ha un comportamento eccelso essendo i suoi valori sempre maggiori di quelli rilevati per le traverse 6 e 7 e, nel caso di frenata, anche di quelli relativi alla traversa 3. Con riferimento alle uniche due traverse dotate di "fazzoletti di rinforzo" ovvero la traversa 2 e la 3 si nota che, per quel che riguarda le tensioni la 2 ha sempre un comportamento tra i peggiore in tutte le situazioni, mentre la traversa 3 nelle situazioni di frenata si comporta leggermente meglio della 5. Per quel che riguarda la rigidezza sia la traversa 2 che la 3 hanno un buon comportamento nel caso di accelerazione con vincoli schematizzati come coppie superiori. In tutti gli altri casi

il loro comportamento è il peggiore eccetto nella situazione di carichi base in frenata con vincoli schematizzati cerniere, in cui la traversa 6 ha un comportamento ancora peggiore.

E' inoltre interessante far notare che le traverse di Prova 5, 6 e 7 sono le uniche che hanno valori di tensioni massime al disotto di quelle che si avevano con la traversa primordiale nella situazione che appare la peggiore a livello di sollecitazioni, ovvero quella di tabella 6.13.

Il tutto è messo in luce dalla figura 6.36 in cui si nota che la tensione massima SEQV raggiunta è di  $382\text{MPa}$ .

Alla luce di quanto ottenuto possiamo dire che, benché cinque delle sei traverse siano idonee all'utilizzo, quella che ha il migliore compromesso in termini di massa, peso e rigidità appare la 7 la 2 la peggiore mentre la 5 l'unica che non da alcun vantaggio in termini di massa.

L'unica traversa scartata a priori è quella di Prova 4 anche se si nota che il superamento della tensione di snervamento avviene a livello dei "fazzoletti di rinforzo" anteriori e non degli elementi tubolari.

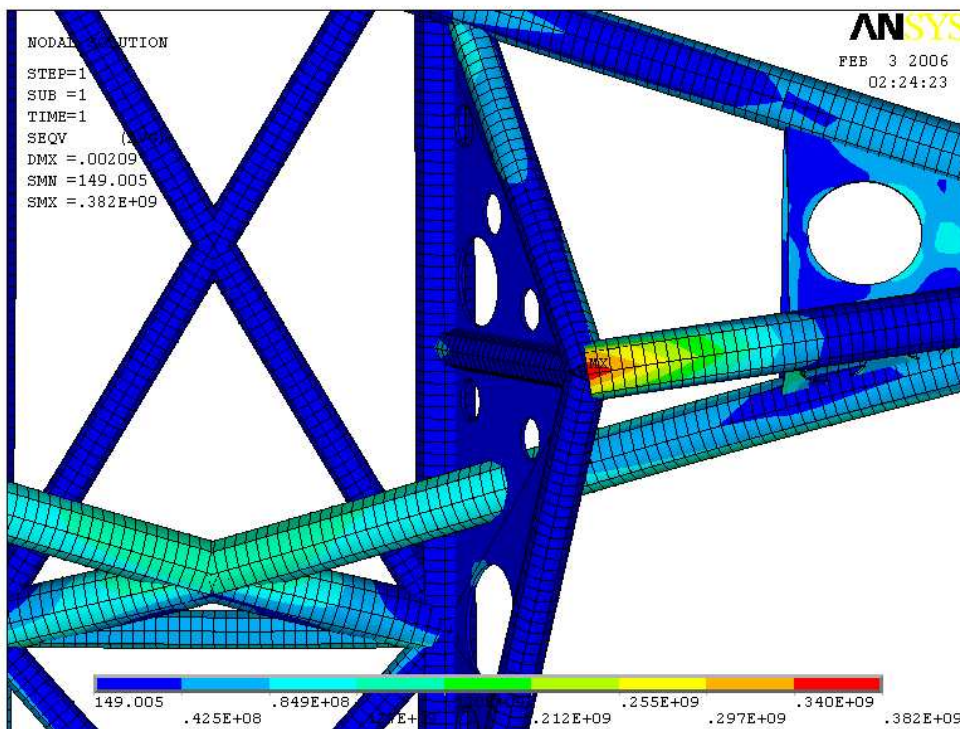


Fig. 6.36: Le tensioni massime nella traversa di partenza nelle condizioni di "normale funzionamento".

### 6.5.4 Analisi delle traverse ottimizzate sottoposte a *carichi critici*

Una volta calcolate le cinque traverse ottimizzate si deve verificare se siano in grado di resistere anche a sollecitazioni più critiche rispetto a quelle base. Ancora una volta preme ricordare che la verifica di resistenza effettuata sulla traversa sarà una "verifica di massima" che prenderà in considerazione solo la resistenza delle travi e dei pannelli di rinforzo (quelli anteriori) senza considerare in modo alcuno le saldature e tutte quelle parti tozze (zone collegamento braccio/traversa, traversa/chassis ecc.) non facilmente schematizzabili con elementi monodimensionali.

Le verifiche eseguite sulle traverse sono state due:

- Analisi di resistenza
- Verifica all'instabilità a carico di punta delle travi

#### Analisi di resistenza

Per analizzare la resistenza della traversa sono stati utilizzati i carichi critici sia in frenata che in accelerazione, schematizzando alternativamente i vincoli sia come cerniere che come coppie rotoidali. Il "vincolo di progetto" da rispettare è unico, ovvero rimanere al disotto della tensione di rottura del materiale, che nel nostro caso è di  $690MPa$ . Non è stato posto nessun "vincoli di progetto" riguardo la rigidezza (valutata considerando DMX) poiché la situazione critica è una condizione abbastanza anomala e comunque al "limite", durante la quale è richiesto unicamente che la traversa non arrivi a rottura.

Con riferimento alle tabelle 6.18, 6.19 sono riportati i valori delle tensioni massime a cui sono sottoposte le traverse soggette a carichi critici in diverse situazioni. Come si nota dalle tabelle tutte le traverse resistono alle sollecitazioni dovute ai carichi critici, quella che appare come la più sollecitata è la traversa 3 nella condizione di carico critico in fase di accelerazione con vincoli schematizzati coppie rotoidali. Il punto di massima sollecitazione ed il suo valore sono riportati in figura 6.37.



**ACCELERAZIONE IN CONDIZIONE DI  
URTO LATERALE**

Accelerazione in condizione urto laterale esterno ( $u_x=u_y=u_z=rot_x=rot_y=0$ )					
	2	3	5	6	7
<b>SEQV</b> (MPa)	420	457	320	324	282
Accelerazione in condizione di urto laterale esterno ( $u_x=u_y=u_z=0$ )					
	2	3	5	6	7
<b>SEQV</b> (MPa)	360	388	317	312	257
Accelerazione in condizione di urto laterale interno ( $u_x=u_y=u_z=rot_x=rot_y=0$ )					
	2	3	5	6	7
<b>SEQV</b> (MPa)	350	406	316	274	244
Accelerazione in condizione di urto laterale interno ( $u_x=u_y=u_z=0$ )					
	2	3	5	6	7
<b>SEQV</b> (MPa)	321	303	275	278	253

Tab. 6.18: Comportamento delle traverse in fase di accelerazione e urto laterale con vincoli schematizzati alternativamente coppie rotoidali e cerniere.

FRENATA IN CONDIZIONE DI URTO LATERALE					
Frenata in condizione urto laterale esterno ( $u_x=u_y=u_z=rot_x=rot_y=0$ )					
	2	3	5	6	7
SEQV (MPa)	246	223	196	172	166
Frenata in condizione di urto laterale esterno ( $u_x=u_y=u_z=0$ )					
	2	3	5	6	7
SEQV (MPa)	238	217	200	178	176
Frenata in condizione di urto laterale interno ( $u_x=u_y=u_z=rot_x=rot_y=0$ )					
	2	3	5	6	7
SEQV (MPa)	290	294	277	279	271
Frenata in condizione di urto laterale interno ( $u_x=u_y=u_z=0$ )					
	2	3	5	6	7
SEQV (MPa)	280	283	273	274	260

Tab. 6.19: Comportamento delle traverse in fase di frenata e urto laterale con vincoli schematizzati alternativamente coppie rotoidali e cerniere.

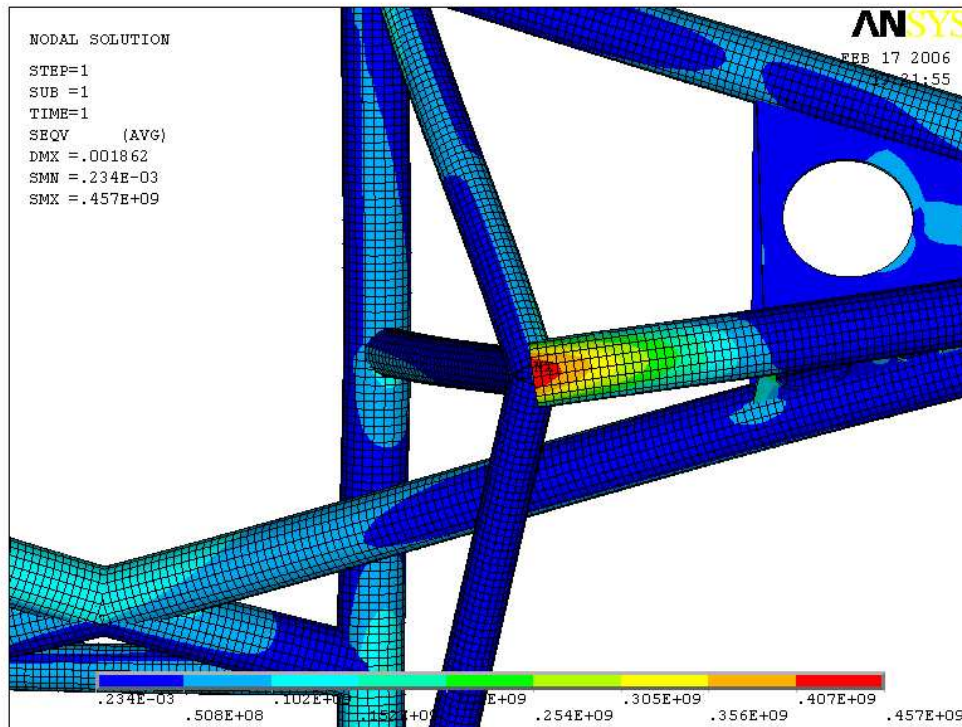


Fig. 6.37: La traversa 3 e la tensione massima raggiunta sotto carico critico in accelerazione con vincoli schematizzati coppie rotoidali.

## Verifica all'instabilità a carico di punta delle travi

Relativamente alle traverse senza "fazzoletti di rinforzo" è stata eseguita una verifica d'instabilità a carico di punta. Sollecitando di volta in volta la traversa 5, la traversa 6 e la traversa 7 con i carichi critici in accelerazione ed in frenata e con vincoli schematizzati cerniere sono state individuate le travi soggette a sforzo normale di compressione.

Nelle figure 6.38, 6.39, 6.40, 6.41 è evidenziato quali siano le travi che ricevono la maggiore sollecitazione in compressione e che in funzione della propria lunghezza, siano più soggette ad instabilizzarsi a carico di punta.

Le travi analizzate sono quelle riportate in figura 6.42.

Per effettuare tale verifica è stata presa in considerazione la situazione più cautelativa, ovvero la trave vincolata ai due estremi da una cerniera e da un carrellino.<sup>11</sup>

<sup>11</sup>In questo modo si ottiene una lunghezza equivalente  $Le$  maggiore.

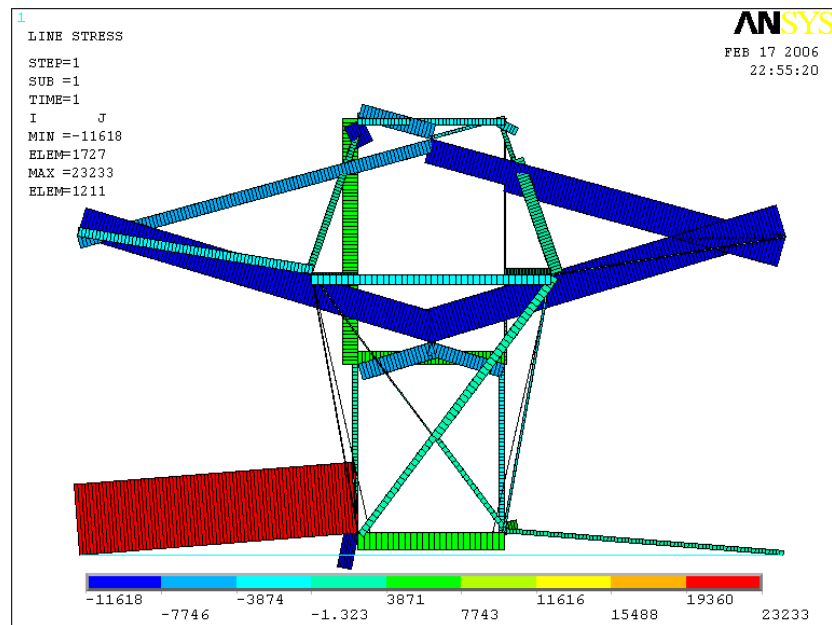


Fig. 6.38: La forza normale che sollecita la traversa 7 soggetta a carico critico in accelerazione e colpo esterno.

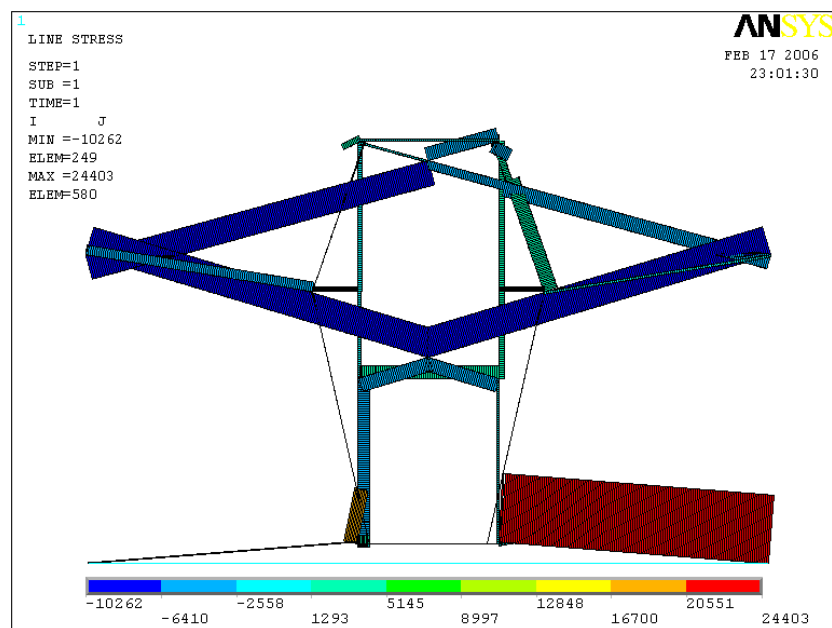


Fig. 6.39: La forza normale che sollecita la traversa 7 soggetta a carico critico in accelerazione e colpo interno.

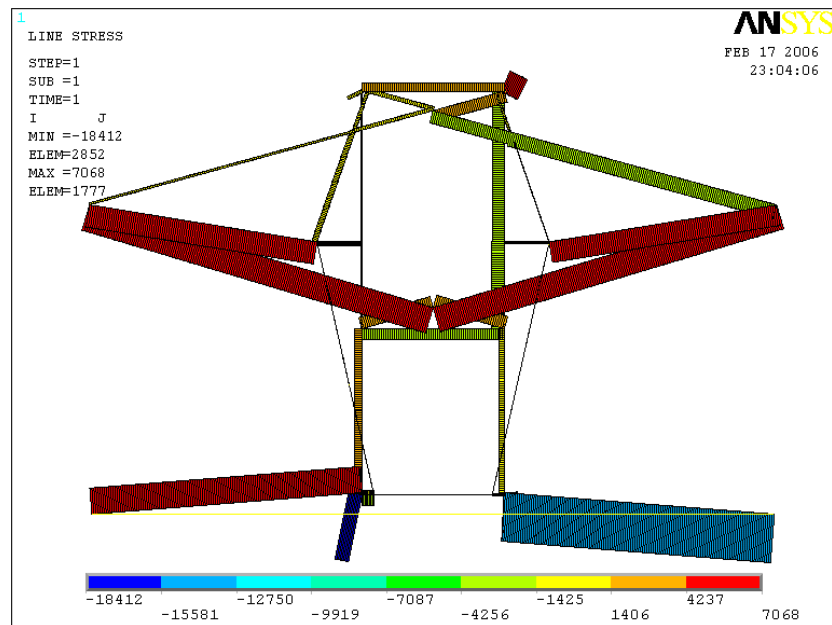


Fig. 6.40: La forza normale che sollecita la traversa 7 soggetta a carico critico in frenata e colpo esterno.

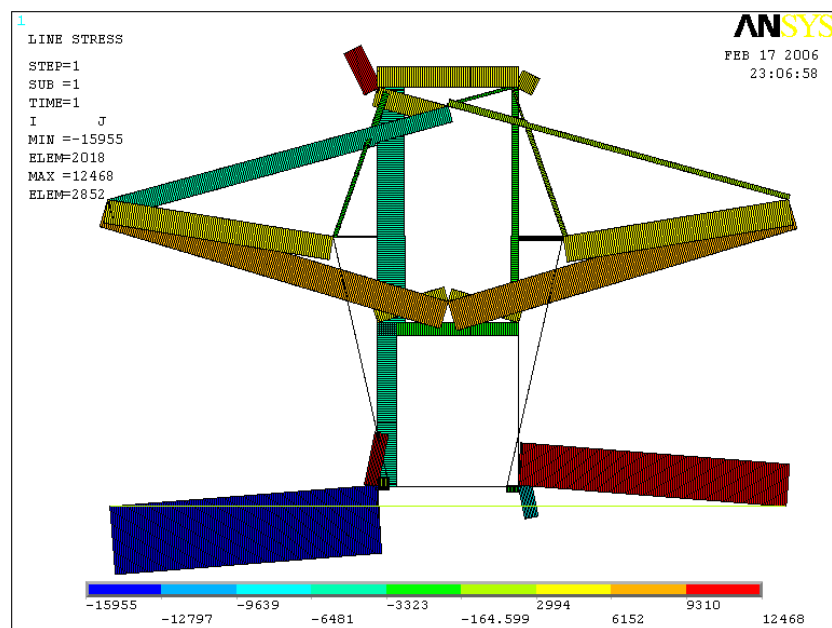


Fig. 6.41: La forza normale che sollecita la traversa 7 soggetta a carico critico in frenata e colpo interno.

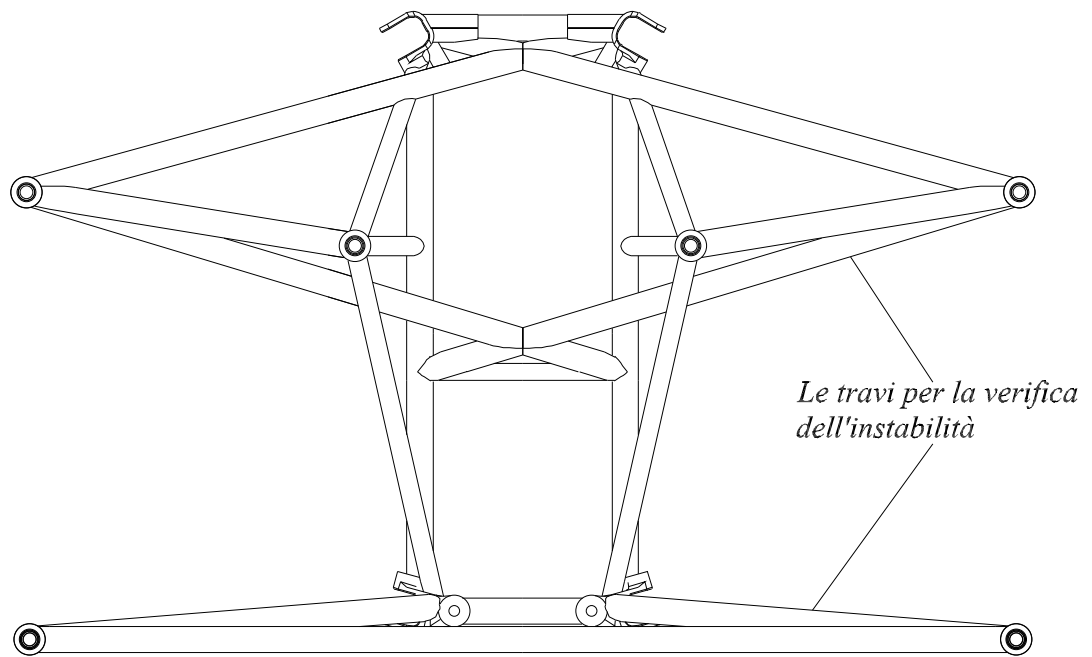


Fig. 6.42: Le travi utilizzate per la verifica di instabilità.

Poiché il rapporto di snellezza non permette di utilizzare la formula di Eulero, la verifica di instabilità è stata eseguita con la formula di J.B.Johnson.<sup>12</sup>

Con l'ausilio del semplice grafico di figura 6.43 (con  $S_y$  si intende il valore della tensione di snervamento del materiale) in base alla snellezza si risale al valore del carico unitario critico  $S_{cr}$ <sup>13</sup>. Questo valore è stato confrontato con il valore della forza normale che va a caricare i profilati su cui si calcola l'instabilità. Sia per cautelarci e, soprattutto per questioni di praticità, in prima approssimazione è stato preso come valore del carico di punta quello relativo al vettore risultante delle reazioni vincolari della traversa 7 soggetta a carichi critici. Le reazioni vincolari sono direttamente ricavate dal software ANSYS che le fornisce nel seguente modo<sup>14</sup>

PRINT REACTION SOLUTIONS PER NODE

\*\*\*\*\* POST1 TOTAL REACTION SOLUTION LISTING \*\*\*\*\*

LOAD STEP= 1 SUBSTEP= 1  
TIME= 1.0000 LOAD CASE= 0

THE FOLLOWING X,Y,Z SOLUTIONS ARE IN GLOBAL COORDINATES

NODE	FX	FY	FZ	MX	MY	MZ
89	-19301.	-306.06	-5041.1			
577	1404.8	-111.28	356.87			
1524	15882.	-2403.9	-2608.9			
2012	-22020.	-1799.8	7168.1			
TOTAL VALUES						
VALUE	-24035.	-4621.0	-124.98	0.0000	0.0000	0.0000

Anche immaginando i profilati sollecitati con un carico di punta ricavato come som-

<sup>12</sup>Per rapporto di snellezza ( $\frac{L_e}{\rho}$ ) si intende il rapporto tra la lunghezza libere di inflessione e raggio d'inerzia.

<sup>13</sup>Per carico unitario critico si intende il carico critico per unità di area.

<sup>14</sup>Le reazioni vincolari sotto riportate sono relative a carico critico in accelerazione associato al colpo laterale esterno.

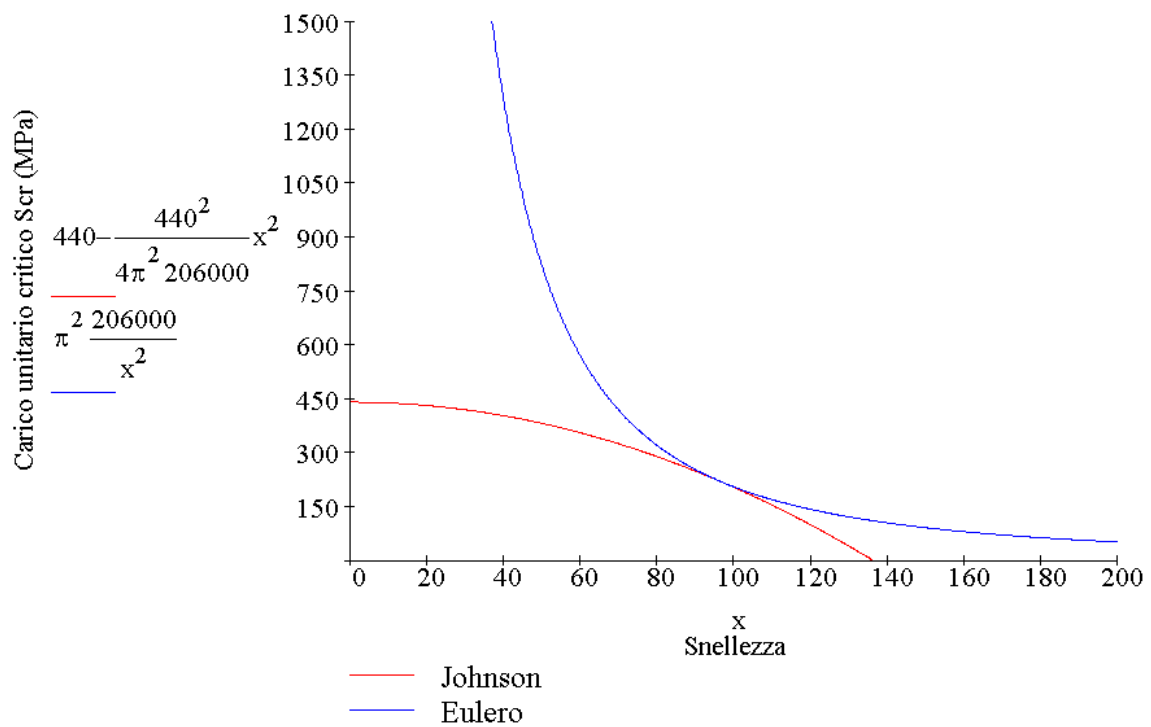


Fig. 6.43: Curve di Eulero e di Johnson per  $E = 206GPa$  ed  $S_y = 440MPa$ .

ma vettoriale delle reazioni vincolari, carico che fornisce un valore numerico sicuramente maggiore di quello ottenuto con il procedimento visibile nelle figure 6.38, 6.39, 6.40, 6.41, nessuna delle travi su cui viene calcolato il carico di punta si instabilizza. Ciò vale per qualsiasi valore associato alle dimensioni dei diametri tra quelli utilizzati per le travi in questione.



# Capitolo 7

## Conclusioni e sviluppi futuri

I risultati ottenuti, attraverso l'ottimizzazione effettuata tramite il software ANSYS, determinano cinque nuove traverse (indicate come Traversa 2,3,5,6,7) il cui comportamento, sia per quel che riguarda la rigidezza che per quanto concerne le tensioni massime raggiunte, è sicuramente migliore di quello della traversa di partenza.

In particolare si ottiene che la riduzione di massa ha, rispetto alla traversa originale, un *range* variabile dall'8% al 16%. Nello specifico la riduzione è pari al 16% per la Traversa 6, all' 11% per la Traversa 2, all' 9% per la Traversa 7 e all'8% per la Traversa 3. La Traversa 5 non determina alcuna variazione di massa, risultando uguale a quella della traversa di partenza (8,3Kg). L'ottimizzazione porta all'eliminazione di due "fazzoletti di rinforzo" per la Traversa 2 e 3, e di tutti per le restanti Traverse.

E' stato inoltre determinato un'aumento della rigidezza con veicolo in fase di accelerazione (situazione peggiore, tra quelle valutate, per ciò che concerne gli spostamenti e le tensioni massime raggiunte sulla traversa) variabile da un minimo del 2% ad un massimo del 17%<sup>1</sup>.

Il costruttore potrà quindi scegliere quale tra le cinque nuove traverse sia la più idonea ad essere installata sulla Punto Super 2000, focalizzando l'attenzione non soltanto sulle migliori caratteristiche meccaniche ma considerando anche l'aspetto economico. L'eliminazione dei fazzoletti di rinforzo e l'impiego di minor materiale determina una notevole riduzione del costo di produzione. In sintesi è stata fornita una metodologia di studio mediante la quale in fase di progettazione si può arrivare ad aumentare l'efficienza dei componenti meccanici ed ridurre i costi.

Va comunque tenuto presente che tutte le verifiche sono state eseguite a livello di

---

<sup>1</sup>Si ricorda ancora una volta che l'aumento di rigidezza è valutato in termini di diminuzione dello spostamento massimo assoluto

travi e pannelli senza considerare in modo alcuno le saldature e quelle parti tozze non schematizzabili con elementi monodimensionali. Sarebbe opportuno proseguire lo studio con la costruzione di validi sottomodelli che possano considerare i fattori sopra evidenziati. Una validazione sperimentale di quanto ottenuto, dovrebbe comunque essere sostenuta da idonee prove di laboratorio.

Un ulteriore sviluppo dello studio potrebbe essere l'applicazione della procedura di ottimizzazione ad altre parti strutturali della vettura, come ad esempio la gabbia di protezione (*roll case*) dell'abitacolo cercando di inserire come parametri di progetto non solo le dimensioni ma anche la forma delle sezioni dei profilati che la compongono.

Ciò potrebbe determinare un'ulteriore riduzione di materiale impiegato e conseguentemente una riduzione del capitale globale investito sulla vettura.

# Appendice A

## File di input per valutazione dei ”carichi di progetto”

```
C***
C***IL GRUPPO SOSPENSIONI COMPLETO PER LA DETERMINAZIONE DEI CARICHI DI PROGETTO
C***
FINISH
/CLEAR
/PREP7
C***
C***UNITA' DI MISURA: SI MKS
C***
C***
C*** DEFINIZIONE PARAMETRI
C***
*ASK,R0,Densità del materiale [Kg/m^3],7800
*ASK,G,Modulo di elasticità tangenziale,810000000000
*ASK,MYOUNG,Modulo di Young [Pa],2060000000000
MYOUNG1=206000000000000
S=0.005
G1=810000000000000
MPOISSON=(MYOUNG/(2*G))-1
MPOISSON1=(MYOUNG1/(2*G1))-1
*ASK,R25,Raggio esterno tubi da 25 mm,0.0125
```

```
*ASK,R18,Raggio esterno tubi da 18 mm,0.009
*ASK,R16,Raggio esterno tubi da 25 mm,0.008
*ASK,R5,Raggio esterno tubo schema rinforzo[m],0.0025
*ASK,R6,Raggio esterno tubo schema attacco triangolo [m],0.01
*ASK,R251,Raggio interno tubo [m],0.0115
*ASK,R2515,Raggio interno tubo [m],0.011
*ASK,R181,Raggio interno tubo [m],0.008
*ASK,R161,Raggio interno tubo [m],0.007
*ASK,FZ1,Forza verticale ruota sinistra [N],8262
*ASK,FZ2,Forza verticale ruota destra [N],3510
*ASK,F1,Forza dovuta ad attrito strisciamento ruota sinistra [N],20000
*ASK,F2,Forza dovuta ad attrito strisciamento ruota destra [N],680
*ASK,F3,Forza acceleratrice o frenante [N],-5000
*ASK,F4,Forza trasmessa dal differenziale [N],0
*ASK,F5,Forza trasmessa dal differenziale [N],0
MZ1=FZ1*0.045
MZ2=-FZ2*0.045
M1=-F1*0.331
M2=-F2*0.331
MTOT=M1+MZ1
MTOT2=M2+MZ2
D=0.1
A=(3.14*D*D)/4
J=(3.14*D*D*D*D)/64
C***
C*** DEFINIZIONE KEYPOINT MODELLO PER LA TRAVATURA PRINCIPALE
C***
K,1,0.7426,0.95,0.1742
K,2,0.6448,0.9232,0.1925
K,3,1.1178,0.7934,0.2859
K,4,0.6448,0.6518,0.1933
K,5,0.6448,0.5113,0.1742
K,6,0.7426,0.4,0.1742
K,7,0.7426,0.397,0.2113
K,8,0.7426,0.3946,0.1742
```

K,9,1.1148,0.3674,0.3279  
K,10,0.6448,0.7863,0.1807  
K,11,0.7426,0.7424,0.1742  
K,13,0.7426,0.6225,0.1742  
K,14,0.6448,0.3946,0.1994  
K,15,0.6448,0.3674,0.3279  
K,16,0.6448,0.95,0.1862  
K,17,0.7326,0.95,0.1732  
K,18,0.7426,0.95,0.1862  
K,20,0.8048,0.7424,0.2949  
K,22,0.7263,0.3946,0.1763  
K,23,0.6448,0.6225,0.1742  
K,24,0.7426,0.3946,0.1994  
K,25,0.8905,0.8558,0.241  
K,26,0.8905,0.7563,0.2924  
K,27,0.8905,0.7253,0.2414  
K,28,0.7426,0.8711,0.1742  
K,29,0.7426,0.5328,0.1742  
K,30,0.7704,0.590,0.243  
K,31,0.7417,0.4625,0.1995  
K,32,0.8845,0.3857,0.2558  
K,33,0.7898,0.3933,0.2261  
K,34,0.7445,0.3969,0.2119  
K,35,0.6647,0.3674,0.3279  
K,36,0.953477,0.838483,0.253469  
K,37,0.999077,0.82597,0.262475  
K,38,1.044697,0.813451,0.271486  
K,39,1.090317,0.800932,0.280497  
K,43,0.953477,0.766605,0.290634  
K,42,0.999077,0.774035,0.289329  
K,41,1.044697,0.781468,0.288023  
K,40,1.090317,0.788902,0.286718  
K,44,0.953477,0.744177,0.253757  
K,45,0.999077,0.75783,0.262683  
K,46,1.044697,0.771489,0.271614

K,47,1.090317,0.785148,0.280545  
K,48,0.762325,0.367384,0.32793  
K,49,0.879825,0.367384,0.32793  
K,50,0.997325,0.367384,0.32793  
K,51,0.762325,0.395457,0.217485  
K,53,0.997325,0.376741,0.291115  
K,54,0.7426,0.828179,0.1742  
K,55,0.7426,0.785279,0.1742  
K,56,0.774962,0.828179,0.244602  
K,57,0.789894,0.785279,0.269747  
K,58,0.760652,0.869293,0.220504  
K,59,0.7426,0.682393,0.1742  
K,60,0.791287,0.682393,0.274444  
K,61,0.777771,0.622501,0.254031  
K,62,0.757522,0.532771,0.22345  
K,63,1.089825,0.367384,0.32793  
K,64,1.089825,0.369375,0.320097  
C\*\*\*  
C\*\*\* PROPRIETA' MATERIALE DEGLI ELEMENTI DELLA TRAVATURA PRINCIPALE  
C\*\*\*  
MP,EX,1,MYOUNG  
MP,DENS,1,R0  
MP,NUXY,1,MPOISSON  
C\*\*\*  
C\*\*\*DEFINIZIONE ELEMENTI DELLA TRAVATURA PRINCIPALE  
C\*\*\*  
ET,1,44  
C\*\*\*  
C\*\*\*CARATTERISTICHE GEOMETRICHE DEI TUBI DELLA TRAVATURA PRINCIPALE  
C\*\*\*  
SECTYPE,1,BEAM,CTUBE,25/23  
SECDATA,R251,R25  
SECTYPE,2,BEAM,CTUBE,25/22  
SECDATA,R2515,R25  
SECTYPE,3,BEAM,CTUBE,18/16

```
SECDATA,R181,R18
SECTYPE,4,BEAM,CTUBE,16/14
SECDATA,R161,R16
SECTYPE,5,BEAM,CSOLID,RINFORZO
SECDATA,R5,16,16
C***
C***MESHATURA DELLA TRAVATURA PRINCIPALE
C***
LSEL,NONE
L,2,25
L,25,36
L,36,37
L,37,38
L,38,39
L,39,3
L,3,47
L,47,46
L,46,45
L,45,44
L,44,27
L,27,4
L,1,28
L,28,54
L,54,55
L,55,11
L,11,59
L,59,13
L,13,29
L,29,6
L,6,8
L,7,34
L,34,51
L,51,33
L,33,32
L,32,53
```

!Travi 25/23

L,53,64  
L,4,13  
L,14,24  
L,3,40  
L,41,42  
L,42,43  
L,43,26  
L,26,20  
L,16,18  
L,64,9  
L,40,41  
LSEL,ALL  
LATT,1,,1,,,1  
LESIZE,ALL,S  
LMESH,ALL  
LSEL,NONE  
L,1,2  
L,15,35  
L,35,48  
L,48,49  
L,49,50  
L,50,63  
L,63,9  
LSEL,ALL  
LATT,1,,1,,,2  
LESIZE,ALL,S  
LMESH,ALL  
LSEL,NONE  
L,11,20  
L,17,58  
L,58,56  
L,56,57  
L,57,20  
L,20,60  
L,60,61

!Travi 25/22

!Travi 18/16



```
L,61,30
L,30,62
L,62,31
L,31,22
LSEL,ALL
LATT,1,,1,,,3
LESIZE,ALL,S
LMESH,ALL
LSEL,NONE
L,5,6
L,23,13
L,10,13                                !Travi 16/14
L,18,10
L,13,5
LSEL,ALL
LATT,1,,1,,,4
LESIZE,ALL,S
LMESH,ALL
C***
C***DEFINIZIONE KEYPOINT MODELLO PER LA SCHEMATIZZAZIONE DELLA
C***ZONA D'ATTACCO DEL TRIANGOLO
C***
K,65,0.737561,0.950,0.180176
K,66,0.742561,0.394628,0.192723
K,67,0.7611,0.9384,0.1931
K,68,0.7611,0.3984,0.1781
C***
C***PROPRIETA' MATERIALE DEGLI ELEMENTI DELLA ZONA D'ATTACCO
C***TRIANGOLO
C***
MP,EX,2,MYOUNG1
MP,DENS,2,RO
MP,NUXY,2,MPOISSON1
C***
C***FORMA E SEZIONE DEI TUBI DELLA ZONA D'ATTACCO TRIANGOLO
```

```
C***
SECTYPE,6,BEAM,CSOLID,ATTACCOTRIANGOLO
SECDATA,R6,16,16
C***
C***MESHATURA DELLA ZONA D'ATTACCO TRIANGOLO
C***
LSEL,NONE
L,1,65
L,18,65
L,17,65
L,1,18
L,18,17
L,17,1
L,65,67
L,7,66
L,8,66
L,22,66
L,24,66
L,66,68
L,7,8
L,8,22
L,22,24
L,24,7
LSEL,ALL
LATT,2,,1,,,6
LESIZE,ALL,S
LMESH,ALL
LSEL,ALL
C***
C***DEFINIZIONE KEYPOINT TRIANGOLO SOSPENSIONE E MOZZO RUOTA
C***
K,69,0.7611,0.9384,0.1931
K,70,0.895163,0.853507,0.190854
K,71,1.338633,0.588567,0.183353
K,72,0.972106,0.46839,0.180137
```

K,73,0.941716,0.458426,0.17987  
K,74,0.911326,0.448462,0.179603  
K,75,0.895163,0.443162,0.179461  
K,76,0.880952,0.438417,0.179317  
K,77,0.850622,0.428291,0.179009  
K,78,0.974654,0.413502,0.178509  
K,79,1.391153,0.413502,0.178509  
K,80,1.391153,0.588567,0.18353  
K,81,0.7611,0.3984,0.1781  
K,82,0.972106,0.46839,0.180137  
K,83,0.941716,0.458426,0.17987  
K,84,0.911326,0.448462,0.179603  
K,85,0.880952,0.438417,0.179317  
K,86,0.850622,0.428291,0.179009  
K,87,0.974654,0.413502,0.178509  
K,88,1.391153,0.413502,0.178509  
K,89,1.391153,0.588567,0.18353  
LOCAL,13,0, 1.391153,0.413502,0.178509  
K,90,0,0.082952,0.17651  
K,91,0.045,0.082952,0.17651  
K,92,0.045,0.082952,- 0.07724515  
K,93,0.045,0.082952,- 0.1544903  
K,96,0,0.082952,0  
K,100,0,-0.245,0.2015  
K,101,0,0,0.2015  
K,102,0,0,0.0715  
K,115,0,0,0.0715  
K,116,0,0,0.2015  
LOCAL,14,0,1.391153,0.4964540,0.4019935  
K,94,-0.14389,0,0  
LOCAL,16,0,1.247263,0.4964540,0.4019935,0,0,-6.659187  
K,95,0,0,0.539227  
K,97,0,0,0.434227  
K,98,0,0,0.156  
K,99,0,0,0.156

```
K,500,0,0,0.434227
CSYS,0
C***
C***COSRTUZIONE TRALICCIO COMPLETO + PARTI TRIANGOLO TRAMITE
C***SIMMETRIA
C***
LOCAL,11,0,0.6448000,0.7863000,0.1807000
NSEL,ALL
*GET,NMXNODI,NODE,,NUM,MAX
NSYM,X,NMXNODI,ALL
ESYM,,NMXNODI,ALL
KSYMM,X,3,3,1,100,1
KSYMM,X,9,9,1,100,1
KSYMM,X,39,39,1,100,1
KSYMM,X,40,40,1,100,1
KSYMM,X,47,47,1,100,1
KSYMM,X,63,63,1,100,1
KSYMM,X,64,64,1,100,1
KSYMM,X,69,200,1,100,1
KSYMM,X,500,500,1,100,1
NUMMRG,NODE,10E-10
CSYS,0
C***
C***DEFINIZIONE KEYPOINT PER ZONA ATTACCO TRAVATURA CHASSIS
C***
LSEL,NONE
L,139,103
L,103,147
L,103,140
L,164,109
LSEL,ALL
LATT,1,,1,,,1
LESIZE,ALL,S
LMESH,ALL
LSEL,NONE
```

```
L,163,109
LSEL,ALL
LATT,1,,1,,,2
LESIZE,ALL,S
LMESH,ALL
LSEL,NONE
NUMMRG,NODE,10E-10
LSEL,ALL
DK,3,UX,0
DK,3,UY,0
DK,3,UZ,0
DK,3,ROTX,0
DK,3,ROTY,0
DK,9,UX,0
DK,9,UY,0
DK,9,UZ,0
DK,9,ROTX,0
DK,9,ROTY,0
DK,103,UX,0
DK,103,UY,0
DK,103,UZ,0
DK,103,ROTX,0
DK,103,ROTY,0
DK,109,UX,0
DK,109,UY,0
DK,109,UZ,0
DK,109,ROTX,0
DK,109,ROTY,0
SBCTRAN
C***
C*** PROPRIETA' MATERIALE DEGLI ELEMENTI DEL TRIANGOLO SOSPENSIONE
C***
MP,EX,3,MYOUNG
MP,DENS,3,RO
MP,NUXY,3,MPOISSON
```

```
C***
C***CARATTERISTICHE GEOMETRICHE TRAVI TRIANGOLO SOSPENSIONE
C***
SECTYPE,7,BEAM,HREC,BASETRIANGOLO
SECDATA,0.04,0.0246,0.0015,0.0015,0.0015,0.0015
SECTYPE,8,BEAM,HREC,LATOTRIANGOLOANT
SECDATA,0.0246,0.0463,0.0015,0.0015,0.0015,0.0015
SECTYPE,9,BEAM,HREC,LATOTRIANGOLOPOST
SECDATA,0.0246,0.0448,0.0015,0.0015,0.0015,0.0015
SECTYPE,10,BEAM,RECT,ATTACCOTRIANGOLORUOTA
SECDATA,0.024,0.0136
SECTYPE,11,BEAM,HREC,ATTACCOTRIANGOTRALICCIO
SECDATA,0.0246,0.0231,0.0015,0.0015,0.0015,0.0015
C***
C***MESHATURA DEL TRIANGOLO SOSPENSIONE
C***
LSEL,NONE
L,70,75
LSEL,ALL
LATT,3,,1,,,7
LESIZE,ALL,S
LMESH,ALL
LSEL,NONE
L,70,71
LSEL,ALL
LATT,3,,1,,75,,8
LESIZE,ALL,S
LMESH,ALL
LSEL,NONE
L,71,72
L,72,73
L,73,74
L,74,75
LSEL,ALL
LATT,3,,1,,70,,9
```

```
LESIZE,ALL,S
LMESH,ALL
LSEL,NONE
L,71,80
LSEL,ALL
LATT,3,,1,,70,,10
LESIZE,ALL,S
LMESH,ALL
LSEL,NONE
L,78,79
LSEL,ALL
LATT,1,,1,,,2
LESIZE,ALL,S
LMESH,ALL
LSEL,NONE
L,75,76
L,76,77
LSEL,ALL
LATT,3,,1,,70,,11
LESIZE,ALL,S
LMESH,ALL
LSEL,NONE
L,170,175
LSEL,ALL
LATT,3,,1,,,7
LESIZE,ALL,S
LMESH,ALL
LSEL,NONE
L,170,171
LSEL,ALL
LATT,3,,1,,175,,8
LESIZE,ALL,S
LMESH,ALL
LSEL,NONE
L,171,172
```

```
L,172,173
L,173,174
L,174,175
LSEL,ALL
LATT,3,,1,,170,,9
LESIZE,ALL,S
LMESH,ALL
LSEL,NONE
L,171,180
LSEL,ALL
LATT,3,,1,,170,,10
LESIZE,ALL,S
LMESH,ALL
LSEL,NONE
L,178,179
LSEL,ALL
LATT,1,,1,,,,2
LESIZE,ALL,S
LMESH,ALL
LSEL,NONE
L,175,176
L,176,177
LSEL,ALL
LATT,3,,1,,170,,11
LESIZE,ALL,S
LMESH,ALL
NSEL,ALL
NUMMRG,NODE,10E-10
C***
C***COSTRUZIONE CERNIERE SFERICHE ATTACCO TRIANGOLO TRALICCIO
C***
LSEL,NONE
L,69,70
LSEL,ALL
LATT,3,,1,,75,,11
```



```
LESIZE,ALL,S
LMESH,ALL
LSEL,NONE
L,77,81
LSEL,ALL
LATT,3,,1,,70,,11
LESIZE,ALL,S
LMESH,ALL
NSEL,ALL
NSEL,S,LOC,X,0.7611+0.00001,0.7611-0.00001
NSEL,R,LOC,Y,0.3984+0.00001,0.3984-0.00001
NSEL,R,LOC,Z,0.1781+0.00001,0.1781-0.00001
CP,NEXT,UX,ALL
CP,NEXT,UY,ALL
CP,NEXT,UZ,ALL
NSEL,ALL
NSEL,S,LOC,X,0.7611+0.00001,0.7611-0.00001
NSEL,R,LOC,Y,0.9384+0.00001,0.9384-0.00001
NSEL,R,LOC,Z,0.1931+0.00001,0.1931-0.00001
CP,NEXT,UX,ALL
CP,NEXT,UY,ALL
CP,NEXT,UZ,ALL
NSEL,ALL
LSEL,NONE
L,169,170
LSEL,ALL
LATT,3,,1,,175,,11
LESIZE,ALL,S
LMESH,ALL
LSEL,NONE
L,177,181
LSEL,ALL
LATT,3,,1,,170,,11
LESIZE,ALL,S
LMESH,ALL
```

```
NSEL,ALL
NSEL,S,LOC,X,0.5285+0.00001,0.5285-0.00001
NSEL,R,LOC,Y,0.9384+0.00001,0.9384-0.00001
NSEL,R,LOC,Z,0.1931+0.00001,0.1931-0.00001
CP,NEXT,UX,ALL
CP,NEXT,UY,ALL
CP,NEXT,UZ,ALL
NSEL,ALL
NSEL,S,LOC,X,0.5285+0.00001,0.5285-0.00001
NSEL,R,LOC,Y,0.3984+0.00001,0.3984-0.00001
NSEL,R,LOC,Z,0.1781+0.00001,0.1781-0.00001
CP,NEXT,UX,ALL
CP,NEXT,UY,ALL
CP,NEXT,UZ,ALL
NSEL,ALL
C***
C***SCHEMATIZZAZIONE ATTACCO REGOLAZIONE CONVERGENZA TRIANGOLO
C***E MESHATURA ATTACCO REGOLAZIONE CONVERGENZA TRIANGOLO
C***
LSEL,NONE
L,87,82
L,87,83
L,87,84
L,87,85
L,87,86
LSEL,ALL
LATT,1,,1,,,2
LESIZE,ALL,S
LMESH,ALL
LSEL,NONE
L,187,182
L,187,183
L,187,184
L,187,185
L,187,186
```

```
LSEL,ALL
LATT,1,,1,,,2
LESIZE,ALL,S
LMESH,ALL
C***
C*** CERNIERE ATTACCO REGOLAZIONE CONVERGENZA TRIANGOLO
C***
NSEL,ALL
NSEL,S,LOC,X,0.974654+0.00001,0.974654-0.00001
NSEL,R,LOC,Y,0.4135020+0.00001,0.4135020-0.00001
NSEL,R,LOC,Z,0.1785090 +0.00001,0.1785090 0.00001
CP,NEXT,UX,ALL
CP,NEXT,UY,ALL
CP,NEXT,UZ,ALL
NSEL,ALL
NSEL,S,LOC,X,0.3149460+0.00001,0.3149460-0.00001
NSEL,R,LOC,Y,0.4135020+0.00001,0.4135020-0.00001
NSEL,R,LOC,Z,0.1785090+0.00001,0.1785090-0.00001
CP,NEXT,UX,ALL
CP,NEXT,UY,ALL
CP,NEXT,UZ,ALL
NSEL,ALL
NSEL,S,LOC,X,0.972106+0.00001,0.972106-0.00001
NSEL,R,LOC,Y,0.46839+0.00001,0.46839-0.00001
NSEL,R,LOC,Z,0.180137+0.00001,0.180137-0.00001
LOCAL,12,0, 0.972106,0.46839,0.180137,0,1.59037
CP,NEXT,UX,ALL
CP,NEXT,UY,ALL
CP,NEXT,UZ,ALL
CP,NEXT,ROTX,ALL
CP,NEXT,ROTY,ALL
CP,NEXT,ROTZ,ALL
NSEL,ALL
CSYS,0
NSEL,ALL
```

```
NSEL,S,LOC,X,0.941716+0.00001,0.941716-0.00001
NSEL,R,LOC,Y,0.458426+0.00001,0.458426-0.00001
NSEL,R,LOC,Z,0.17987+0.00001,0.17987-0.00001
CSYS,12
CP,NEXT,UX,ALL
CP,NEXT,UY,ALL
CP,NEXT,UZ,ALL
CP,NEXT,ROTX,ALL
CP,NEXT,ROTY,ALL
CP,NEXT,ROTZ,ALL
NSEL,ALL
CSYS,0
NSEL,ALL
NSEL,S,LOC,X,0.911326+0.00001,0.911326-0.00001
NSEL,R,LOC,Y,0.448462,+0.00001,0.448462-0.00001
NSEL,R,LOC,Z,0.179603+0.00001,0.179603-0.00001
CSYS,12
CP,NEXT,UX,ALL
CP,NEXT,UY,ALL
CP,NEXT,UZ,ALL
CP,NEXT,ROTX,ALL
CP,NEXT,ROTY,ALL
CP,NEXT,ROTZ,ALL
NSEL,ALL
CSYS,0
NSEL,ALL
NSEL,S,LOC,X,0.880952+0.00001,0.880952-0.00001
NSEL,R,LOC,Y,0.438417+0.00001,0.438417-0.00001
NSEL,R,LOC,Z,0.179317+0.00001,0.179317-0.00001
CSYS,12
CP,NEXT,UX,ALL
CP,NEXT,UY,ALL
CP,NEXT,UZ,ALL
CP,NEXT,ROTX,ALL
CP,NEXT,ROTY,ALL
```

```
CP,NEXT,ROTZ,ALL
NSEL,ALL
CSYS,0
NSEL,ALL
NSEL,S,LOC,X,0.850622+0.00001,0.850622-0.00001
NSEL,R,LOC,Y,0.428291+0.00001,0.428291-0.00001
NSEL,R,LOC,Z,0.179009+0.00001,0.179009-0.00001
CSYS,12
CP,NEXT,UX,ALL
CP,NEXT,UY,ALL
CP,NEXT,UZ,ALL
CP,NEXT,ROTX,ALL
CP,NEXT,ROTY,ALL
CP,NEXT,ROTZ,ALL
NSEL,ALL
LOCAL,15,0,0.3174940,0.4683900,0.1801370, 0,-1.59037
CSYS,0
NSEL,ALL
NSEL,S,LOC,X,0.3174940 +0.00001,0.3174940 -0.00001
NSEL,R,LOC,Y,0.4683900,+0.00001,0.4683900-0.00001
NSEL,R,LOC,Z,0.1801370+0.00001,0.1801370-0.00001
CSYS,15
CP,NEXT,UX,ALL
CP,NEXT,UY,ALL
CP,NEXT,UZ,ALL
CP,NEXT,ROTX,ALL
CP,NEXT,ROTY,ALL
CP,NEXT,ROTZ,ALL
NSEL,ALL
CSYS,0
NSEL,ALL
NSEL,S,LOC,X,0.3478840+0.00001,0.3478840-0.00001
NSEL,R,LOC,Y,0.4584260,+0.00001,0.4584260-0.00001
NSEL,R,LOC,Z,0.1798700+0.00001,0.1798700-0.00001
CSYS,15
```

```
CP,NEXT,UX,ALL
CP,NEXT,UY,ALL
CP,NEXT,UZ,ALL
CP,NEXT,ROTX,ALL
CP,NEXT,ROTY,ALL
CP,NEXT,ROTZ,ALL
NSEL,ALL
CSYS,0
NSEL,ALL
NSEL,S,LOC,X,0.3782740+0.00001,0.3782740-0.00001
NSEL,R,LOC,Y,0.4484620,+0.00001,0.4484620-0.00001
NSEL,R,LOC,Z,0.1796030+0.00001,0.1796030-0.00001
CSYS,15
CP,NEXT,UX,ALL
CP,NEXT,UY,ALL
CP,NEXT,UZ,ALL
CP,NEXT,ROTX,ALL
CP,NEXT,ROTY,ALL
CP,NEXT,ROTZ,ALL
NSEL,ALL
CSYS,0
NSEL,ALL
NSEL,S,LOC,X,0.4086480+0.00001,0.4086480-0.00001
NSEL,R,LOC,Y,0.4384170,+0.00001,0.4384170-0.00001
NSEL,R,LOC,Z,0.1793170+0.00001,0.1793170-0.00001
CSYS,15
CP,NEXT,UX,ALL
CP,NEXT,UY,ALL
CP,NEXT,UZ,ALL
CP,NEXT,ROTX,ALL
CP,NEXT,ROTY,ALL
CP,NEXT,ROTZ,ALL
NSEL,ALL
CSYS,0
NSEL,ALL
```

```
NSEL,S,LOC,X,0.4389780+0.00001,0.4389780-0.00001
NSEL,R,LOC,Y,0.4282910,+0.00001,0.4282910-0.00001
NSEL,R,LOC,Z,0.1790090+0.00001,0.1790090-0.00001
CSYS,15
CP,NEXT,UX,ALL
CP,NEXT,UY,ALL
CP,NEXT,UZ,ALL
CP,NEXT,ROTX,ALL
CP,NEXT,ROTY,ALL
CP,NEXT,ROTZ,ALL
NSEL,ALL
CSYS,0
C***
C***SCHEMATIZZAZIONE MOZZO RUOTA
C***
C***
C***FORMA E SEZIONE DEGLI ELEMENTI DEL MOZZO RUOTA E SOSPENSIONE
C***
SECTYPE,12,BEAM,CSOLID,MOZZORUOTA
SECDATA,0.015,16,16
SECTYPE,13,BEAM,CTUBE,SOSPENSIONE
SECDATA,0.03,0.033
SECTYPE,14,BEAM,CTUBE,SOSPENSIONE1
SECDATA,0.027,0.03
C***
C***MESHATURA DELLO SCHEMA MOZZO RUOTA
C***
LSEL,NONE
L,90,94
L,90,115
L,115,88
L,88,96
L,96,89
L,89,90
!L,90,91
```

```
!L,91,92
!L,92,93
LSEL,ALL
LATT,2,,1,,,12
LESIZE,ALL,S
LMESH,ALL
LSEL,ALL
LSEL,NONE
L,190,194
L,190,215
L,215,188
L,188,196
L,196,189
L,189,190
!L,190,191
!L,191,192
!L,192,193
LSEL,ALL
LATT,2,,1,,,12
LESIZE,ALL,S
LMESH,ALL
LSEL,ALL
C***
C***COSTRUZIONE CERNIERE SFERICHE ATTACCO TRIANGOLO MOZZO RUOTA
C***
NSEL,ALL
NSEL,S,LOC,X,1.391153+0.0001,1.391153-0.0001
NSEL,R,LOC,Y,0.413502+0.0001,0.413502-0.0001
NSEL,R,LOC,Z,0.178509+0.0001,0.178509-0.0001
CP,NEXT,UX,ALL
CP,NEXT,UY,ALL
CP,NEXT,UZ,ALL
NSEL,ALL
NSEL,S,LOC,X,1.391153+0.00001,1.391153-0.00001
NSEL,R,LOC,Y,0.588567+0.00001,0.588567-0.00001
```



```
NSEL,R,LOC,Z,0.18353+0.00001,0.18353-0.00001
CP,NEXT,UX,ALL
CP,NEXT,UY,ALL
CP,NEXT,UZ,ALL
NSEL,ALL
NSEL,S,LOC,X,-0.101553+0.00001,-0.101553-0.00001
NSEL,R,LOC,Y,0.413502+0.00001,0.413502-0.00001
NSEL,R,LOC,Z,0.178509+0.00001,0.178509-0.00001
CP,NEXT,UX,ALL
CP,NEXT,UY,ALL
CP,NEXT,UZ,ALL
NSEL,ALL
NSEL,S,LOC,X,-0.101553+0.00001,-0.101553-0.00001
NSEL,R,LOC,Y,0.588567+0.00001,0.588567-0.00001
NSEL,R,LOC,Z,0.18353+0.00001,0.18353-0.00001
CP,NEXT,UX,ALL
CP,NEXT,UY,ALL
CP,NEXT,UZ,ALL
NSEL,ALL
C***
C***MESHATURA DELLO SCHEMA SOSPENSIONE
C***
C***
C***MESHATURA DELLO SCHEMA SOSPENSIONE
C***
LSEL,NONE
L,94,98
L,98,97
LSEL,ALL
LATT,1,,1,,,13
LESIZE,ALL,S
LMESH,ALL
LSEL,NONE
L,95,500
L,500,99
```

```
LSEL,ALL
LATT,1,,1,,,14
LESIZE,ALL,S
LMESH,ALL
LSEL,NONE
L,194,198
L,198,197
LATT,1,,1,,,13
LESIZE,ALL,S
LMESH,ALL
LSEL,NONE
L,195,600
L,600,199
LSEL,ALL
LATT,1,,1,,,14
LESIZE,ALL,S
LMESH,ALL
LSEL,ALL
CSYS,16
N,15000,0,0,0.278277
NSEL,S,LOC,X,0+0.00001,0-0.00001
NSEL,R,LOC,Y,0+0.00001,0-0.00001
NSEL,R,LOC,Z,0.156+0.00001,0.156-0.00001
NROTAT,ALL
CP,NEXT,UX,ALL
CP,NEXT,UY,ALL
CP,NEXT,ROTX,ALL
CP,NEXT,ROTY,ALL
CP,NEXT,ROTZ,ALL
NSEL,ALL
NSEL,S,LOC,X,0+0.00001,0-0.00001
NSEL,R,LOC,Y,0+0.00001,0-0.00001
NSEL,R,LOC,Z,0.434227+0.00001,0.434227-0.00001
NROTAT,ALL
CP,NEXT,UX,ALL
```

```
CP,NEXT,UY,ALL
CP,NEXT,ROTX,ALL
CP,NEXT,ROTY,ALL
CP,NEXT,ROTZ,ALL
NSEL,ALL
CSYS,0
LOCAL,17,0,0.04233700,0.4964540,0.4019935,0,0,6.659187
N,25000,0,0, 0.278277
CSYS,0
NSEL,S,LOC,X,0.092691+0.00001,0.092691-0.00001
NSEL,R,LOC,Y,0.49645+0.00001,0.49645-0.00001
NSEL,R,LOC,Z,0.83329+0.00001,0.83329-0.00001

CSYS,17
NROTAT,ALL
CP,NEXT,UX,ALL
CP,NEXT,UY,ALL
CP,NEXT,ROTX,ALL
CP,NEXT,ROTY,ALL
CP,NEXT,ROTZ,ALL
NSEL,ALL
CSYS,0
NSEL,S,LOC,X, 0.06042727+0.00001, 0.06042727-0.00001
NSEL,R,LOC,Y,0.4964540+0.00001,0.4964540-0.00001
NSEL,R,LOC,Z, 0.5569410+0.00001, 0.5569410-0.00001
CSYS,17
NROTAT,ALL
CP,NEXT,UX,ALL
CP,NEXT,UY,ALL
CP,NEXT,ROTX,ALL
CP,NEXT,ROTY,ALL
CP,NEXT,ROTZ,ALL
NSEL,ALL
CSYS,0
MAT,5
```

```
MP,EX,5,2060000000000
ET,5,8
R,5,0.000000154072336,-0.09585
REAL,5
TYPE,5
L,94,95
L,194,195
LESIZE,ALL,200
LMESH,ALL
LSEL,ALL

C***
C***COSTRUZIONE CERNIERE SFERICHE ATTACCO SOSPENSIONE
C***
DK,95,UX,0
DK,95,UY,0
DK,95,UZ,0
DK,195,UX,0
DK,195,UY,0
DK,195,UZ,0
SBCTRAN
NSEL,ALL
C***
C***SCHEMATIZZAZIONE  BARRA ANTIROLLIO
C***
C***
C***FORMA E SEZIONE DEGLI ELEMENTI DELLA BARRA ANTIROLLIO
C***
SECTYPE,15,BEAM,CTUBE,BARRAANTIROLLIO
SECDATA,0.014,0.016
C***
C***MESHATURA DELLA BARRA ANTIROLLIO
C***
REAL,1
TYPE,1
```

```
LSEL,NONE
L,100,101
L,116,102
L,100,200
L,216,202
L,200,201
LSEL,ALL
LATT,1,,1,,,15
LESIZE,ALL,S
LMESH,ALL
LSEL,ALL
C***
C***CERNIERE BARRA ANTIROLLIO
C***
NSEL,ALL
NSEL,S,LOC,X,1.391153+0.00001,1.391153-0.00001
NSEL,R,LOC,Y,0.4135020+0.00001,0.4135020-0.00001
NSEL,R,LOC,Z,0.3800090+0.00001,0.3800090-0.00001
CP,NEXT,UX,ALL
CP,NEXT,UY,ALL
CP,NEXT,UZ,ALL
NSEL,ALL
NSEL,S,LOC,X,1.391153+0.00001,1.391153-0.00001
NSEL,R,LOC,Y,0.4135020+0.00001,0.4135020-0.00001
NSEL,R,LOC,Z,0.2500090+0.00001,0.2500090-0.00001
CP,NEXT,UX,ALL
CP,NEXT,UY,ALL
CP,NEXT,UZ,ALL
NSEL,ALL
NSEL,S,LOC,X,-0.1015530+0.00001,-0.1015530-0.00001
NSEL,R,LOC,Y,0.4135020+0.00001,0.4135020-0.00001
NSEL,R,LOC,Z,0.3800090+0.00001,0.3800090-0.00001
CP,NEXT,UX,ALL
CP,NEXT,UY,ALL
CP,NEXT,UZ,ALL
```

```
NSEL,ALL
NSEL,S,LOC,X,-0.1015530+0.00001,-0.1015530-0.00001
NSEL,R,LOC,Y,0.4135020+0.00001,0.4135020-0.00001
NSEL,R,LOC,Z, 0.2500090+0.00001, 0.2500090-0.00001
CP,NEXT,UX,ALL
CP,NEXT,UY,ALL
CP,NEXT,UZ,ALL
NSEL,ALL
C***
C***ATTACCO BARRA ANTIROLLIO-CHASSIS
C***
DK,100,UX,0
DK,100,UY,0
DK,100,UZ,0
DK,100,ROTY,0
DK,100,ROTZ,0
DK,200,UX,0
DK,200,UY,0
DK,200,UZ,0
DK,200,ROTY,0
DK,200,ROTZ,0
NSEL,ALL
ET,6,52,,,1
R,6,10E10,,3,,0,0,0
TYPE,6
REAL,6
E,3978,4034
E,4144,4200
E,3978,15000
E,4144,25000
NSEL,ALL
MP,EX,7,MYOUNG1
MP,DENS,7,0
MP,NUXY,7,MPOISSON1
ET,7,4
```

```
R,7,A,J,J
REAL,7
TYPE,7
MAT,7
E,480,323
E,1493,1336
E,1493,480
E,1336,323
C***
C***INTRODUZIONE CARICHI
C***
FK,190,FZ,FZ1
FK,190,MY,MTOT
FK,190,FX,F1
FK,90,FZ,FZ2
FK,90,MY,MTOT2
FK,90,FX,F2
FK,90,FY,F3
FK,190,FY,F3
FK,90,MZ,(F3*0.045)
FK,190,MZ,-(F3*0.045)
F,323,FZ,-F5
F,1336,FZ,-F4
F,480,FZ,F4
F,1493,FZ,F5
SBCTRAN
D,15000,ALL,0
D,25000,ALL,0
NSEL,ALL
C***
C*** ANALISI DI TIPO STATICO
C***
ANTYPE,STATIC
C***
C*** SOLUZIONE
```

```
C***  
/SOLU  
AUTOTS,ON  
DELTIM,  
SOLVE  
FINISH
```



# Appendice B

## File di input per l'ottimizzazione della traversa

```
C***  
C***L'OTTIMIZZAZIONE DELLA TRAVERSA  
C***  
FINISH  
/CLEAR  
*CREATE,OPTDESIGN  
R2515=0.011  
R181=0.0075  
R161=0.0065  
R2511=0.011  
R2512=0.011  
R2513=0.011  
R2514=0.011  
R2515B=0.011  
R2516=0.011  
R2517=0.011  
R2518=0.011  
R2519=0.011  
TKA=0.0008  
TKP=0.0016  
/PREP7
```

```
C***
C***UNITA' DI MISURA: SI MKS
C***
C***
C*** DEFINIZIONE PARAMETRI
C***
VAL1=1
VAL2=2
VAL3=2
VAL4=1
R0=7800
G=81000000000
MYOUNG=206000000000
G1=81000000000000
MYOUNG1=206000000000000
G2=810000000000000000
MYOUNG2=2060000000000000000
S=0.003
MPOISSON=(MYOUNG/(2*G))-1
MPOISSON1=(MYOUNG1/(2*G1))-1
R25=0.0125
R18=0.009
R16=0.008
R5=0.01
D=0.001
A=(3.14*D*D)/4
J=(3.14*D*D*D*D)/64
C***
C*** DEFINIZIONE KEYPOINT MODELLO PER LA TRAVATURA PRINCIPALE
C***
K,1,0.7426,0.95,0.1742
K,2,0.6448,0.9232,0.1925
K,3,1.1178,0.7934,0.2859
K,4,0.6448,0.6518,0.1933
K,5,0.6448,0.5113,0.1742
```

K,6,0.7426,0.4,0.1742  
K,7,0.7426,0.397,0.2113  
K,8,0.7426,0.3946,0.1742  
K,9,1.1148,0.3674,0.3279  
K,10,0.6448,0.7863,0.1807  
K,11,0.7426,0.7424,0.1742  
K,13,0.7426,0.6225,0.1742  
K,14,0.6448,0.3946,0.1994  
K,15,0.6448,0.3674,0.3279  
K,16,0.6448,0.95,0.1862  
K,17,0.7326,0.95,0.1732  
K,18,0.7426,0.95,0.1862  
K,20,0.8048,0.7424,0.2949  
K,22,0.7263,0.3946,0.1763  
K,23,0.6448,0.6225,0.1742  
K,24,0.7426,0.3946,0.1994  
K,25,0.8905,0.8558,0.241  
K,26,0.8905,0.7563,0.2924  
K,27,0.8905,0.7253,0.2414  
K,28,0.7426,0.8711,0.1742  
K,29,0.7426,0.5328,0.1742  
K,30,0.7704,0.590,0.243  
K,31,0.7417,0.4625,0.1995  
K,32,0.8845,0.3857,0.2558  
K,33,0.7898,0.3933,0.2261  
K,34,0.7445,0.3969,0.2119  
K,35,0.6647,0.3674,0.3279  
K,36,0.953477,0.838483,0.253469  
K,37,0.999077,0.82597,0.262475  
K,38,1.044697,0.813451,0.271486  
K,39,1.090317,0.800932,0.280497  
K,43,0.953477,0.766605,0.290634  
K,42,0.999077,0.774035,0.289329  
K,41,1.044697,0.781468,0.288023  
K,40,1.090317,0.788902,0.286718

K,44,0.953477,0.744177,0.253757  
K,45,0.999077,0.75783,0.262683  
K,46,1.044697,0.771489,0.271614  
K,47,1.090317,0.785148,0.280545  
K,48,0.762325,0.367384,0.32793  
K,49,0.879825,0.367384,0.32793  
K,50,0.997325,0.367384,0.32793  
K,51,0.762325,0.395457,0.217485  
K,53,0.997325,0.376741,0.291115  
K,54,0.7426,0.828179,0.1742  
K,55,0.7426,0.785279,0.1742  
K,56,0.774962,0.828179,0.244602  
K,57,0.789894,0.785279,0.269747  
K,58,0.760652,0.869293,0.220504  
K,59,0.7426,0.682393,0.1742  
K,60,0.791287,0.682393,0.274444  
K,61,0.777771,0.622501,0.254031  
K,62,0.757522,0.532771,0.22345  
K,63,1.089825,0.367384,0.32793  
K,64,1.089825,0.369375,0.320097  
K,69,0.75221,0.89374,0.21370  
K,70,0.75215,0.89374,0.20617  
K,265,0.737561,0.950,0.180176  
K,266,0.742561,0.394628,0.192723  
K,267,0.7611,0.9384,0.1931  
K,268,0.7611,0.3984,0.1781  
K,250,0.804800000000,0.742400000000,0.294900000000  
K,163,0.742600000000,0.397000000000,0.211300000000  
CSYS,0  
C\*\*\*  
C\*\*\* DEFINIZIONE LINEE  
C\*\*\*  
L,2,69  
L,69,25  
L,25,3

L,3,27  
L,27,4  
L,1,28  
L,28,11  
L,11,13  
L,13,29  
L,29,6  
L,6,8  
L,7,34  
L,34,33  
L,33,32  
L,32,9  
L,4,13  
L,14,24  
L,3,26  
L,26,20  
L,16,18  
L,1,2  
L,15,35  
L,35,9  
L,11,20  
L,17,70  
L,70,58  
L,58,20  
L,20,30  
L,30,62  
L,62,31  
L,31,22  
L,5,6  
L,23,13  
L,10,13  
L,13,5  
L,18,10  
LSEL,NONE  
L,1,265

L,18,265  
L,17,265  
L,1,18  
L,18,17  
L,17,1  
L,265,267  
L,7,266  
L,8,266  
L,22,266  
L,24,266  
L,266,268  
L,7,8  
L,8,22  
L,22,24  
L,24,7  
L,25,26  
L,26,27  
L,25,27  
L,28,58  
L,28,20  
L,20,13  
L,13,30  
L,30,29  
L,29,62  
L,30,32  
L,33,30  
L,62,33  
L,33,31  
L,35,34  
L,35,33  
L,35,32  
LSEL,ALL  
C\*\*\*  
C\*\*\* DEFINIZIONE AREE PANNELLI DI RINFORZO  
C\*\*\*

AL,3,18,53  
AL,18,4,54  
AL,55,4,3  
AL,56,27,57  
AL,7,24,57  
AL,24,58,8  
AL,28,59,58  
AL,59,9,60  
AL,60,61,29  
AL,62,63,14  
AL,63,29,64  
AL,64,30,65  
AL,66,67,13  
AL,67,14,68  
AL,23,15,68  
KWPLAN,,26,3,25  
CYL4,0.040,0.045,0.0243  
ASBA,1,16  
CYL4,0.098,0.032,0.0142  
ASBA,17,1  
KWPLAN,,27,3,26  
CYL4,0.030,0.025,0.0142  
ASBA,2,1  
CYL4,0.070,0.019,0.0092  
ASBA,17,1  
KWPLAN,,27,3,25  
CYL4,0.055,0.054,0.0317  
ASBA,3,1  
CYL4,0.114,0.035,0.0167  
ASBA,17,1  
KWPLAN,,11,28,20  
CYL4,0.03,0.034,0.0192  
ASBA,5,1  
CYL4,0.022,0.083,0.0092  
ASBA,17,1

```
CYL4,0.060,0.049,0.0092
ASBA,5,1
CYL4,0.095,0.021,0.0092
ASBA,17,1
KWPLAN,,11,29,20
CYL4,0.021,0.026,0.0092
ASBA,6,1
CYL4,0.033,0.082,0.0092
ASBA,17,1
KWPLAN,,13,20,30
CYL4,0.041,0.028,0.025
ASBA,7,1
KWPLAN,,29,13,30
CYL4,0.045,0.027,0.0142
ASBA,8,1
KWPLAN,,33,30,32
CYL4,0.1,0.018,0.012
ASBA,10,1
CYL4,0.02,0.05,0.012
KWPLAN,,33,32,35
CYL4,0.0033,0.040,0.024
ASBA,8,1
KWPLAN,,35,9,32
CYL4,0.19,0.042,0.019
ASBA,14,10
CYL4,0.245,0.034,0.012
ASBA,15,1
CYL4,0.29,0.028,0.008
ASBA,14,10
ASBA,15,1
C***
C*** PROPRIETA' MATERIALE DEGLI ELEMENTI DELLA TRAVATURA PRINCIPALE
C***
MP,EX,1,MYOUNG
MP,DENS,1,RO
```



```
MP,NUXY,1,MPOISSON
C***
C***DEFINIZIONE ELEMENTI DELLA TRAVATURA PRINCIPALE
C***
ET,1,44,,
C***
C***CARATTERISTICHE GEOMETRICHE DEI TUBI DELLA TRAVATURA PRINCIPALE
C***
SECTYPE,11,BEAM,CTUBE,25/23
SECDATA,R2511,R25,20
SECTYPE,12,BEAM,CTUBE,25/23
SECDATA,R2512,R25,20
SECTYPE,13,BEAM,CTUBE,25/23
SECDATA,R2513,R25,20
SECTYPE,14,BEAM,CTUBE,25/23
SECDATA,R2514,R25,20
SECTYPE,15,BEAM,CTUBE,25/23
SECDATA,R2515B,R25,20
SECTYPE,16,BEAM,CTUBE,25/23
SECDATA,R2516,R25,20
SECTYPE,17,BEAM,CTUBE,25/23
SECDATA,R2517,R25,20
SECTYPE,18,BEAM,CTUBE,25/23
SECDATA,R2518,R25,20
SECTYPE,19,BEAM,CTUBE,25/23
SECDATA,R2519,R25,20
SECTYPE,2,BEAM,CTUBE,25/22
SECDATA,R2515,R25,20
SECTYPE,3,BEAM,CTUBE,18/16
SECDATA,R181,R18,20
SECTYPE,4,BEAM,CTUBE,16/14
SECDATA,R161,R16,20
C***
C***MESHATURA DELLA TRAVATURA PRINCIPALE
C***
```

```
LATT,1,,1,,,11
LESIZE,ALL,S
LMESH,1,3,1
LATT,1,,1,,,12
LESIZE,ALL,S
LMESH,4,5,1
LATT,1,,1,,,13
LESIZE,ALL,S
LMESH,6,11,1
LATT,1,,1,,,14
LESIZE,ALL,S
LMESH,12,15,1
LATT,1,,1,,,15
LESIZE,ALL,S
LMESH,16,16,1
LATT,1,,1,,,16
LESIZE,ALL,S
LMESH,17,17,1
LATT,1,,1,,,17
LESIZE,ALL,S
LMESH,18,19,1
LATT,1,,1,,,18
LESIZE,ALL,S
LMESH,20,20,1
LATT,1,,1,,,19
LESIZE,ALL,S
LMESH,21,21,1
LATT,1,,1,,,2
LESIZE,ALL,S
LMESH,22,23,1
LATT,1,,1,,,3
LESIZE,ALL,S
LMESH,24,31,1
LATT,1,,1,,,4
LESIZE,ALL,S
```

```
LMESH,32,36,1
C***
C***DEFINIZIONE KEYPOINT MODELLO PER LA SCHEMATIZZAZIONE DELLA
C***ZONA D'ATTACCO DEL TRIANGOLO
C***
K,265,0.737561,0.950,0.180176
K,266,0.742561,0.394628,0.192723
K,267,0.7611,0.9384,0.1931
K,268,0.7611,0.3984,0.1781
C***
C***PROPRIETA' MATERIALE DEGLI ELEMENTI DELLA ZONA D'ATTACCO
C***TRIANGOLO
C***
MP,EX,3,MYOUNG1
MP,DENS,3,R0
MP,NUXY,3,MPOISSON1
C***
C***FORMA E SEZIONE DEI TUBI DELLA ZONA D'ATTACCO TRIANGOLO
C***
SECTYPE,5,BEAM,CSOLID,ATTACCOTRIANGOLO
SECDATA,R5,16,16
C***
C***MESHATURA DELLA ZONA D'ATTACCO TRIANGOLO
C***
L,1,265
L,18,265
L,17,265
L,1,18
L,18,17
L,17,1
L,265,267
L,7,266
L,8,266
L,22,266
L,24,266
```

```
L,266,268
L,7,8
L,8,22
L,22,24
L,24,7
L,69,70
LATT,3,,1,,,5
LESIZE,ALL,S
LMESH,38,52,1
LMESH,149,149,1
LSEL,ALL
CSYS,0
LSEL,NONE
C***
C***MESHATURA DEI PANNELLI DI RINFORZO
C***
ET,2,63
R,2,TKP,TKP,TKP,TKP
R,3,TKA,TKA,TKA,TKA
MP,EX,2,MYOUNG
MP,DENS,2,RO
MP,NUXY,2,MPOISSON
REAL,3
TYPE,2
*IF,VAL1,EQ,1,THEN
AMESH,2,3,1
AMESH,16
*ENDIF
REAL,2
TYPE,2
*IF,VAL2,EQ,1,THEN
AMESH,4,7,1
AMESH,17
AMESH,9
*ENDIF
```

```
*IF,VAL3,EQ,1,THEN
AMESH,11,12,1
AMESH,18
*ENDIF
*IF,VAL4,EQ,1,THEN
AMESH,8
AMESH,13
AMESH,10
*ENDIF
C***
C***COSRTUZIONE TRALICCIO COMPLETO CON PANNELLI TRAMITE SIMMETRIA
C***
LOCAL,11,0,0.6448000,0.7863000,0.1807000
NSEL,ALL
*GET,NMXNODI,NODE,,NUM,MAX
NSYM,X,NMXNODI,ALL
ESYM,,NMXNODI,ALL
KSYMM,X,250,250,1,100,1
KSYMM,X,163,163,1,100,1
NUMMRG,NODE,10E-10
WPCSYS,1,0
CSYS,0
NSEL,ALL
LSEL,ALL
MP,EX,4,MYOUNG2
MP,DENS,4,0
MP,NUXY,4,MPOISSON2
SECTYPE,6,BEAM,CSOLID,ATTACCOTRIANGOLO
SECDATA,0.0003,16,16
SECNUM,6
ET,3,188
!R,4,A,J,J,0.0005,0.0005
!REAL,4
TYPE,3
MAT,4
```

```
K,250000,0.804800000000,0.742400000000,0.294900000000
K,163000,0.742600000000,0.397000000000,0.211300000000
K,251000,0.64475,0.52809,0.24303
K,350000,0.48480,0.74240,0.29490
K,263000,0.54700,0.39700,0.21130
!K,1814,0.484800000000,0.742400000000,0.294900000000
!K,1727,0.547000000000,0.397000000000,0.211300000000
L,250000,163000
L,163000,263000
L,263000,350000
L,350000,250000
L,350000,251000
L,251000,163000
L,250000,251000
L,251000,263000
LSEL,ALL
LESIZE,ALL,0.008
LMESH,150,157,1
NSEL,ALL
NSEL,S,LOC,X,0.80480-0.0001,0.80480+0.0001
NSEL,R,LOC,Y,0.74240-0.0001,0.74240+0.0001
NSEL,R,LOC,Z,0.29490-0.0001,0.29490+0.0001
CP,NEXT,UX,ALL
CP,NEXT,UY,ALL
CP,NEXT,UZ,ALL
CP,NEXT,ROTX,ALL
CP,NEXT,ROTY,ALL
CP,NEXT,ROTZ,ALL
NSEL,S,LOC,X,0.74260-0.0001,0.74260+0.0001
NSEL,R,LOC,Y,0.39700-0.0001,0.39700+0.0001
NSEL,R,LOC,Z,0.21130-0.0001,0.21130+0.0001
CP,NEXT,UX,ALL
CP,NEXT,UY,ALL
CP,NEXT,UZ,ALL
CP,NEXT,ROTX,ALL
```

```
CP,NEXT,ROTY,ALL
CP,NEXT,ROTZ,ALL
NSEL,S,LOC,X,0.54700-0.0001,0.54700+0.0001
NSEL,R,LOC,Y,0.39700-0.0001,0.39700+0.0001
NSEL,R,LOC,Z,0.21130-0.0001,0.21130+0.0001
CP,NEXT,UX,ALL
CP,NEXT,UY,ALL
CP,NEXT,UZ,ALL
CP,NEXT,ROTX,ALL
CP,NEXT,ROTY,ALL
CP,NEXT,ROTZ,ALL
NSEL,S,LOC,X,0.48480-0.0001,0.48480+0.0001
NSEL,R,LOC,Y,0.74240-0.0001,0.74240+0.0001
NSEL,R,LOC,Z,0.29490-0.0001,0.29490+0.0001
CP,NEXT,UX,ALL
CP,NEXT,UY,ALL
CP,NEXT,UZ,ALL
CP,NEXT,ROTX,ALL
CP,NEXT,ROTY,ALL
CP,NEXT,ROTZ,ALL
NSEL,ALL
C***
C***INTRODUZIONE VINCOLI E CARICHI
C***
NSEL,S,LOC,X,1.1178-0.0001, 1.1178+0.0001
NSEL,R,LOC,Y, 0.79340-0.0001,0.79340+0.0001
NSEL,R,LOC,Z,0.28590-0.0001,0.28590+0.0001
D,ALL,UX,0
D,ALL,UY,0
D,ALL,UZ,0
D,ALL,ROTX,0
D,ALL,ROTY,0
NSEL,S,LOC,X,1.1148-0.0001,1.1148+0.0001
NSEL,R,LOC,Y,0.36740-0.0001,0.36740+0.0001
NSEL,R,LOC,Z,0.32790-0.0001,0.32790+0.0001
```

D,ALL,UX,0  
D,ALL,UY,0  
D,ALL,UZ,0  
D,ALL,ROTX,0  
D,ALL,ROTY,0  
NSEL,S,LOC,X,0.17480-0.0001,0.17480+0.0001  
NSEL,R,LOC,Y,0.36740-0.0001,0.36740+0.0001  
NSEL,R,LOC,Z,0.32790-0.0001,0.32790+0.0001  
D,ALL,UX,0  
D,ALL,UY,0  
D,ALL,UZ,0  
D,ALL,ROTX,0  
D,ALL,ROTY,0  
NSEL,S,LOC,X,0.17180-0.0001,0.17180+0.0001  
NSEL,R,LOC,Y, 0.79340-0.0001,0.79340+0.0001  
NSEL,R,LOC,Z,0.28590-0.0001,0.28590+0.0001  
D,ALL,UX,0  
D,ALL,UY,0  
D,ALL,UZ,0  
D,ALL,ROTX,0  
D,ALL,ROTY,0  
NSEL,ALL  
NSEL,S,LOC,X,0.52850-0.0001,0.52850+0.0001  
NSEL,R,LOC,Y,0.39840-0.0001,0.39840+0.0001  
NSEL,R,LOC,Z,0.17810-0.0001,0.17810+0.0001  
F,ALL,FX,1850  
F,ALL,FY,-382  
F,ALL,FZ,-11  
NSEL,S,LOC,X,0.52850-0.0001,0.52850+0.0001  
NSEL,R,LOC,Y,0.93840-0.0001,0.93840+0.0001  
NSEL,R,LOC,Z,0.19310-0.0001,0.19310+0.0001  
F,ALL,FX,4466  
F,ALL,FY,2832  
F,ALL,FZ,78  
NSEL,S,LOC,X,0.76110-0.0001,0.76110+0.0001



```
NSEL,R,LOC,Y,0.39840-0.0001,0.39840+0.0001
NSEL,R,LOC,Z,0.17810-0.0001,0.17810+0.0001
F,ALL,FX,4188
F,ALL,FY,716
F,ALL,FZ,20
NSEL,S,LOC,X,0.76110-0.0001,0.76110+0.0001
NSEL,R,LOC,Y,0.93840-0.0001,0.93840+0.0001
NSEL,R,LOC,Z,0.19310-0.0001,0.19310+0.0001
F,ALL,FX,-2857
F,ALL,FY,1453
F,ALL,FZ,40
NSEL,ALL
NSEL,S,LOC,X,0.64475-0.0001,0.64475+0.0001
NSEL,R,LOC,Y,0.52809-0.0001,0.52809+0.0001
NSEL,R,LOC,Z,0.24303-0.0001,0.24303+0.0001
F,ALL,MY,-964
F,ALL,MX,2678
SBCTRAN
NSEL,ALL
NSEL,ALL
C***
C*** ANALISI DI TIPO STATICO
C***
ANTYPE,STATIC
C***
C*** SOLUZIONE
C***
/SOLU
AUTOTS,ON
DELTIM,
SOLVE
FINISH
/POST1
ETABLE,I,NMISC,1
ETABLE,J,NMISC,3
```

```
!PLLS,I,J
SET, LAST
NSORT,U,SUM
*GET,DMAX,SORT,,MAX
ETABLE,EVOLUME,VOLU,
SSUM
*GET,VOLUME,SSUM,,ITEM,EVOLUME
ETABLE,SMAX_I,NMISC,1
ESORT,ETAB,SMAX_I,0,1,,
*GET,SMAXI,SORT,,MAX
ETABLE,SMAX_J,NMISC,3
ESORT,ETAB,SMAX_J,0,1,,
*GET,SMAXJ,SORT,,MAX
*SET,SMAX,SMAXI>SMAXJ
FINISH
*END
*USE,OPTDESIGN
/OPT
OPANL,OPTDESIGN
OPVAR,R2511,DV,0.011,0.012,0.00001
OPVAR,R2512,DV,0.011,0.012,0.00001
OPVAR,R2513,DV,0.011,0.012,0.00001
OPVAR,R2514,DV,0.011,0.012,0.00001
OPVAR,R2515B,DV,0.011,0.012,0.00001
OPVAR,R2516,DV,0.011,0.012,0.00001
OPVAR,R2517,DV,0.011,0.012,0.00001
OPVAR,R2518,DV,0.011,0.012,0.00001
OPVAR,R2519,DV,0.011,0.012,0.00001
OPVAR,R2515,DV,0.011,0.012,0.00001
OPVAR,R181,DV,0.0075,0.0085,0.00001
OPVAR,R161,DV,0.0065,0.0075,0.00001
OPVAR,TKA,DV,0.0005,0.002,0.00001
OPVAR,TKP,DV,0.001,0.003,0.00001
OPVAR,SMAX,SV,300E+6,440E+6,0.00001
OPVAR,DMAX,SV,0,0.002055,0.00001
```

OPVAR,VOLUME,OBJ,8E-04,1E-03,0.000001

OPTYPE,SUBP

OPSUBP,60

OPEXE

# Bibliografia

- [1] Sito internet [www.ansys.com](http://www.ansys.com).
- [2] Sito internet [www.mece.ualberta.ca/tutorials/ansys](http://www.mece.ualberta.ca/tutorials/ansys).
- [3] NORMATIVA Gruppo FIAT Auto.
- [4] *ANSYS Realase 9 Documentation*. ANSYS, Inc, 2004.
- [5] C. Carmignani. *Dinamica strutturale*. Edizioni ETS, Pisa, 2001.
- [6] E. Funaioli and A. and Maggiore. *Meccanica applicata alle macchine*, volume 1. Pàtron Editore, Bologna, 1998.
- [7] E. Funaioli and A. and Maggiore. *Meccanica applicata alle macchine*, volume 2. Pàtron Editore, Bologna, 1998.
- [8] G. Genta. *Meccanica dell'autoveicolo*. Levrotto & Biella Editrice, Torino, 1994.
- [9] M. Guiggiani. *Dinamica del veicolo*. CittàStudi Edizioni, Torino, 1998.
- [10] R. Juvinall and K. Marshek. *Fondamenti della progettazione dei componenti delle macchine*. Edizioni ETS, Pisa, 2001.
- [11] H.J. Leyhausen. *Manuale di tecnica automobilistica Vol.1, Vol.2*. Tecniche Nuove, Milano.